



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA SISTEM  
PERPIPAAN DENGAN MENGGUNAKAN PERALATAN  
EKSPERIMEN FENOMENA KAVITASI**

**IMANUEL DIMAS SURYA PUTRA**  
**NRP 2112 100 097**

**Dosen Pembimbing**  
**Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.**

**Jurusan Teknik Mesin**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya**  
**2017**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**CHARACTERISTICS OF FLOW TESTING IN PIPING  
SYSTEMS USING CAVITATION PHENOMENON  
EXPERIMENTAL EQUIPMENT**

**IMANUEL DIMAS SURYA PUTRA  
NRP 2112 100 097**

**Supervisor  
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.**

**Mechanical Engineering Department  
Faculty of Industrial Engineering  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2017**

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA  
SISTEM PERPIPAAN DENGAN MENGGUNAKAN  
PERALATAN EKSPERIMEN FENOMENA KAVITASI**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh :**

**IMANUEL DIMAS SURYA PUTRA**  
**NRP. 2112 100 097**

**Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :**

1. **Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD.** ..... (Pembimbing)  
**NIP. 196412281990031002**
2. **Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT** ..... (Penguji I)  
**NIP. 197104051997021001**
3. **Nur Ikhwan, ST, M.Eng.** ..... (Penguji II)  
**NIP. 196709151995121001**

**SURABAYA**

**JANUARI, 2017**

# **PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA SISTEM PERPIPAAN DENGAN MENGGUNAKAN PERALATAN EKSPERIMEN FENOMENA KAVITASI**

Nama Mahasiswa : Imanuel Dimas Surya Putra  
NRP : 2112 100 097  
Jurusan : Teknik Mesin  
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

## **ABSTRAK**

*OGAWA SEIKI cavitation phenomenon experimental equipment merupakan salah satu peralatan pengujian sistem perpipaan dengan permodelan kavitasi yang dapat dijumpai di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida, Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS, Surabaya. Pompa beserta instrumen perpipaan diperkirakan telah mengalami penurunan performa. Penurunan performa ini diakibatkan usia peralatan yang sudah sangat tua dan minimnya perawatan yang dilakukan terhadap sistem, serta banyaknya bagian-bagian yang telah hilang. Karena itu, pengujian terhadap performa pompa dan head loss sistem perpipaan yang digunakan dalam penelitian ini perlu dilakukan.*

*Sistem perpipaan OGAWA SEIKI cavitation phenomenon experimental equipment telah dimodifikasi dengan sebagian besar sistem perpipaan menggunakan material Polyvinyl Chloride (PVC) berdiameter 2 in. Fitting perpipaan terdiri atas elbow 90° serta reducer. Beberapa pressure tap dihubungkan dengan manometer raksa dengan specific gravity (SG) 13,6. Head loss pipa dianalisis menggunakan formulasi Swamee-Jain dan persamaan Darcy Weisbach. Pengujian pompa melibatkan pengukuran tekanan suction dan tekanan discharge pompa menggunakan pressure gauge pada bagian inlet dan outlet. Pompa dapat beroperasi pada kapasitas maksimal 3,9 L/detik. Variasi bilangan Reynolds pada aliran turbulen dilakukan pada debit 0 L/detik hingga debit maksimal yang mampu dicapai untuk pipa*

*PVC diameter 2 in pada line dengan variasi 0,2 L/detik. Visualisasi kavitasi diamati seiring dengan perubahan debit aliran pada sistem.*

*Dari eksperimen, diperoleh data berupa grafik perbandingan bilangan Reynolds ( $Re$ ), koefisien losses ( $K_L$ ), visualisasi kavitasi dan grafik kerja pompa dengan menggunakan beberapa model pengganggu.*

***Kata kunci: Head loss, kavitasi, pompa sentrifugal, bilangan Reynolds, faktor gesekan.***

# **CHARACTERISTICS OF FLOW TESTING IN PIPING SYSTEMS USING CAVITATION PHENOMENON EXPERIMENTAL EQUIPMENT**

Student Name : Imanuel Dimas Surya Putra  
NRP : 2112 100 097  
Department : Teknik Mesin  
Supervisor : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

## **ABSTRACT**

*OGAWA SEIKI cavitation phenomenon experimental equipment is one of piping system testing equipment with cavitation modeling can be found in the Laboratory of Fluid Mechanics and Turbo-machinery, Department of Mechanical Engineering FTI - ITS, Surabaya. The performance of pump and piping instrument is estimated to have decreased. The decline in performance is due to the age of the equipment is very old and lack of maintenance done on the system, and the many parts that have been lost. Therefore, testing the performance of the pump and piping system head loss used in this research needs to be done.*

*Piping system of OGAWA SEIKI cavitation phenomenon experimental equipment has been modified to most piping systems using material Polyvinyl Chloride (PVC) in diameter 2 in. Fitting piping consists of 90° elbow and reducer. Some pressure tap connected with the mercury manometer with specific gravity (SG) 13.6. Head loss in pipes were analyzed using Swamee-Jain formulations and equations Darcy-Weisbach. Testing involves measuring the pump suction pressure and discharge pressure of the pump using a pressure gauge at the inlet and outlet. The pump can operate at a maximum capacity of 3.9 L / s. Variations Reynolds number in turbulent flow performed on debit 0 L / sec up to a maximum discharge that can be achieved for PVC pipe diameter 2 in the line with a variation of 0.2 L / s. Visualization*

*cavitation was observed along with changing the flow rate of the system.*

*From the experiment, the data obtained in the form of graphs comparing the Reynolds number ( $Re$ ), losses coefficient ( $KL$ ), visualization cavitation and pump working charts using several models bully.*

***Keywords: Head loss, cavitation, centrifugal pumps, the Reynolds number, friction factor.***

## KATA PENGANTAR

Segala puji, hormat dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus atas berkat, anugerah dan penyertaanNya sehingga penulis dapat melaksanakan dan menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik.

Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada segenap pihak, yang secara langsung maupun tidak langsung, telah berperan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD selaku dosen pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan selama penyusunan Tugas Akhir ini
2. Prof. Dr. Ir. Wajan Berata, DEA selaku dosen wali yang telah memberikan arahan selama penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT., Nur Ikhwan, ST, M.Eng., Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA., Vivien Suphandani, ST, ME, PhD., selaku dosen penguji baik pada sidang Tugas Akhir maupun seminar proposal yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Sutrisno dan Bapak Nur Rochman selaku karyawan Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida yang telah memberikan bantuan teknis yang sangat membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
5. Mas Faisal dan Mas Erdin selaku karyawan di luar Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida yang telah memberikan bantuan teknis yang sangat membantu dalam penyelesaian alat Tugas Akhir.
6. Bapak Kol. Drs. Eko Soerjantono, Apt., Ibu Dra. Robertha Titik Dyah Ratna Ngesti Utami, S.E., M.E., dr. Elisabeth Vabiola Surya Putri, Daniel Surya Putra, S.T., keluarga yang paling setia mensupport penulis baik suka dan duka.



7. Teman-teman sepelayanan, baik di Gereja Mawar Sharon Surabaya dan Gereja Kristen Indonesia Manyar Surabaya yang telah memotivasi penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Teman-teman di Lab. Mekflu, Dimas Arizal, Mas Dias, Asa, Imem, Fahmi (Copet), Derry, Tsabit, dkk yang telah mendukung penyelesaian alat Tugas Akhir dan rela berbasah-basahan ketika alat yang digunakan penulis mengalami kebocoran.
9. Farida Budiarti yang telah menemani penulis dalam penyusunan Tugas Akhir ini

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini, sehingga penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari segenap pembaca demi kebaikan dan kesempurnaan karya ilmiah ini. Penulis hanya bisa berharap semoga karya ilmiah ini dapat bermanfaat bagi penulis khususnya dan para pembaca pada umumnya.

Surabaya, Januari 2017

**Penulis**



---

**DAFTAR ISI**

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL .....	xi
DAFTAR SIMBOL .....	xiii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Sistem Perpipaan.....	5
2.2 Persamaan Energi.....	8
2.3 Kerugian Pada Sistem Perpipaan .....	10
2.3.1 Head Loss Mayor.....	10
2.3.2 Head Loss Minor .....	11
2.4 Performa Pompa Sentrifugal .....	16
2.4.1 Instalasi Pompa .....	16
2.4.2 Daya Pompa .....	17
2.4.3 NPSH Available.....	18
2.5 Kecepatan Spesifik Pompa.....	20
2.6 Karakteristik Pompa Sentrifugal .....	20
2.7 Kavitasi .....	21
BAB III METODE PENELITIAN .....	23
3.1 Langkah-Langkah Penelitian .....	23
3.1.1 Studi Literatur.....	23
3.1.2 Peninjauan Alat .....	24
3.1.3 Perhitungan dan Analisis Head Loss Perpipaan ...	29
3.1.4 Analisis Pompa .....	35



3.1.5 Pengujian Kavitasi pada Test Section.....	36
3.2 Prosedur Penelitian .....	37
3.2.1 Panduan Pengambilan Data .....	37
<b>BAB IV HASIL EKSPERIMEN DAN ANALISA.....</b>	<b>41</b>
4.1. Umum .....	41
4.2. Analisa Head Loss Minor .....	42
4.2.1. Flowchart Analisa Head Loss Minor.....	44
4.2.2. Contoh Perhitungan .....	44
4.2.3. Pembahasan .....	45
4.2.3.1. Head Loss Minor pada Elbow 1 Dengan Bourdon Manometer.....	45
4.2.3.2. Head Loss Minor pada Elbow 90° Dengan Manometer U.....	47
4.2.3.3. Perbandingan Head Loss Minor pada Elbow 1, Elbow 2, dan Elbow 3.....	48
4.2.3.4. Head Loss Minor pada Test Section Model 1...	50
4.2.3.5. Head Loss Minor pada Test Section Model 2...	52
4.2.3.6. Head Loss Minor pada Test Section Model 3...	54
4.2.3.7. Head Loss Minor pada Test Section Model 4...	56
4.3. Analisa Performa Pompa .....	59
4.3.1. Perhitungan Head Pompa .....	59
4.3.2. Perhitungan Daya Pompa .....	60
4.3.3. Grafik Karakteristik Kerja Pompa .....	61
4.3.3.1. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 1.....	61
4.3.3.2. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 2.....	64
4.3.3.3. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 3.....	66
4.3.3.4. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 4.....	67
<b>BAB V PENUTUP.....</b>	<b>71</b>
5.1. Kesimpulan .....	71
5.2. Saran .....	71
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>75</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>77</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>90</b>



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1.</b> Macam-macam <i>valve</i> .....	7
<b>Gambar 2.2.</b> <i>Fitting</i> dalam sistem perpipaan .....	8
<b>Gambar 2.3.</b> Macam-macam <i>fitting</i> perpipaan .....	8
<b>Gambar 2.4.</b> <i>Control Volume</i> untuk aliran melalui sebuah perpipaan.....	9
<b>Gambar 2.5.</b> Grafik nilai $K_L$ <i>sudden contraction</i> dan <i>sudden enlargement</i> .....	12
<b>Gambar 2.6.</b> <i>Sudden Contraction</i> dan <i>Sudden Enlargement</i> .	13
<b>Gambar 2.7.</b> <i>Head loss</i> pada <i>orifice</i> , <i>flow nozzle</i> , dan <i>venture flow meter</i> .....	15
<b>Gambar 2.8.</b> Ilustrasi perumusan <i>head</i> pada sistem perpipaan.....	16
<b>Gambar 2.9.</b> Perbedaan antara kondisi <i>suction lift</i> (a) dan <i>positive suction</i> (b).....	19
<b>Gambar 2.10.</b> Tipe <i>impeller</i> berdasarkan kecepatan spesifik .....	20
<b>Gambar 2.11.</b> Karakteristik pompa sentrifugal .....	21
<b>Gambar 3.1.</b> Ilustrasi peralatan uji di laboratorium .....	24
<b>Gambar 3.2.</b> Skema instalasi sistem perpipaan serta lokasi pengukuran tekanan .....	25
<b>Gambar 3.3.</b> <i>Doppler Flowmeter</i> .....	26
<b>Gambar 3.4.</b> <i>Bourdon Type</i> Manometer.....	26
<b>Gambar 3.5.</b> <i>Negative Pressure Bourdon Type Manometer</i> ..	27
<b>Gambar 3.6.</b> Manometer U dengan fluida raksa .....	27
<b>Gambar 3.7.</b> Voltmeter .....	28
<b>Gambar 3.8.</b> Tangmeter .....	28
<b>Gambar 3.9.</b> Penentuan perbedaan tekanan menggunakan manometer raksa .....	29
<b>Gambar 3.10.</b> <i>Flowchart</i> pengujian $\Delta h$ pada pipa dan <i>fitting</i> perpipaan.....	31
<b>Gambar 3.11.</b> Grafik hubungan <i>friction factor</i> ( $f$ ) dan $Re$ .....	34
<b>Gambar 3.12.</b> Grafik performa kerja pompa sentrifugal.....	36
<b>Gambar 3.13.</b> Ruang pengujian kavitasi .....	37



<b>Gambar 3.14.</b> <i>Flowchart</i> penelitian .....	40
<b>Gambar 4.1.</b> <i>Fittings</i> pada Ogawa Seiki <i>Cavitation Phenomenon Experimental Equipment</i> .....	42
<b>Gambar 4.2.</b> <i>Flowchart</i> Analisa <i>Head Loss</i> Minor .....	43
<b>Gambar 4.3.</b> Grafik $K_L$ - $Re$ pada <i>Elbow</i> .....	45
<b>Gambar 4.4.</b> Grafik $K_L$ - $Re$ pada <i>Test Section</i> Model 1 .....	50
<b>Gambar 4.5.</b> Grafik $K_L$ - $Re$ pada <i>Test Section</i> Model 2 .....	53
<b>Gambar 4.6.</b> Fenomena separasi pada model 2 .....	54
<b>Gambar 4.7.</b> Grafik $K_L$ - $Re$ pada <i>Test Section</i> Model 3 .....	55
<b>Gambar 4.8.</b> Fenomena separasi pada model 3 .....	56
<b>Gambar 4.9.</b> Grafik $K_L$ - $Re$ pada <i>Test Section</i> Model 4 .....	57
<b>Gambar 4.10.</b> Fenomena separasi pada model 4 .....	58
<b>Gambar 4.11.</b> Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 1 .....	62
<b>Gambar 4.12.</b> Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 2 .....	64
<b>Gambar 4.13.</b> Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 3 .....	65
<b>Gambar 4.14.</b> Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 4 .....	66



---

DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1.</b> Daftar nilai $K_L$ untuk beberapa fitting perpipaan ...	14
<b>Tabel 2.2.</b> Karakteristik <i>orifice</i> , <i>flow nozzle</i> , dan <i>venturi flow meter</i> .....	15
<b>Tabel 3.1.</b> Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 2 in .....	33
<b>Tabel 4.1.</b> Nilai <i>coefficient of losses</i> ( $K_L$ ) pada Ogawa Seiki <i>Cavitation Phenomenon Experimental Equipment</i> . ....	64
<b>Tabel 4.2.</b> Perbandingan hasil pengujian pada masing-masing model .....	69
<b>Tabel A.1.</b> Hasil Pengambilan Data Model 1 .....	77
<b>Tabel A.2.</b> Hasil Pengambilan Data Model 2 .....	78
<b>Tabel A.3.</b> Hasil Pengambilan Data Model 3 .....	79
<b>Tabel A.4.</b> Hasil Pengambilan Data Model 4 .....	80
<b>Tabel A.5.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Elbow</i> Pada Model 1 menggunakan <i>Bourdon Type Manometer</i> Dengan Variasi Debit ( $Q$ ) .....	81
<b>Tabel A.6.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Elbow</i> 2 dan <i>Elbow</i> 3 Pada Model 1 menggunakan Manometer U Dengan Variasi Debit ( $Q$ )...	82
<b>Tabel A.7.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Test Section</i> Pada Model 1 Dengan Variasi Debit ( $Q$ ) .....	83
<b>Tabel A.8.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Test Section</i> Pada Model 2 Dengan Variasi Debit ( $Q$ ) .....	84
<b>Tabel A.9.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Test Section</i> Pada Model 3 Dengan Variasi Debit ( $Q$ ) .....	85
<b>Tabel A.10.</b> Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien <i>Losses Test Section</i> Pada Model 4 Dengan Variasi Debit ( $Q$ ) .....	86
<b>Tabel A.11.</b> Tabel perhitungan head pompa dengan menggunakan model 1. ....	87

---



---

<b>Tabel A.12.</b> Data hasil perhitungan daya dan efisiensi pompa pada model 1 .....	88
--	----



---

## DAFTAR SIMBOL

$\rho$	: massa jenis fluida, $\text{kg/m}^3$
$e$	: kekasaran permukaan, $m$
$Q$	: debit aliran, $\text{m}^3/\text{det}$
$V$	: kecepatan aliran, $\text{m}/\text{det}$
$A$	: luas permukaan, $\text{m}^2$
$P_{\text{suc}}$	: tekanan pada suction, $\text{N}/\text{m}^2$
$P_{\text{dis}}$	: tekanan pada discharge, $\text{N}/\text{m}^2$
$\bar{V}$	: kecepatan rata-rata, $\text{m}/\text{det}$
$g$	: percepatan gravitasi bumi, $\text{m}/\text{det}^2$
$\gamma$	: berat jenis fluida, $\text{N}/\text{m}^3$
$z$	: ketinggian permukaan, $m$
$H_{LT}$	: head loss total, $m$
$H_L$	: head loss mayor, $m$
$H_m$	: head loss minor, $m$
$f$	: friction factor
$L$	: panjang pipa, $m$
$Le$	: panjang ekuivalen, $m$
$D$	: diameter dalam pipa, $m$
$Re$	: bilangan Reynolds
$\mu$	: viskositas absolut aliran, $\text{kg}/(\text{m}.\text{det})$
$AR$	: rasio luas permukaan
$K_L$	: koefisien losses pada fitting
$\Delta P$	: perbedaan tekanan pada dua titik, $\text{N}/\text{m}^2$
$\Delta h$	: perbedaan tekanan yang terbaca pada manometer, $m$
$\beta$	: rasio diameter
$NPSH$	: Net Power Suction Head, $m$
$H_p$	: head pompa
$W_P$	: daya airpompa, watt
$B_P$	: daya poros pompa, watt
$\eta_p$	: efisiensi pompa
$h_a$	: tekanan absolut permukaan fluida, $m$
$h_{vp}$	: tekanan vapour fluida pada temperature kerja, $m$
$h_{st}$	: tekanan statik, $m$





<b><i>h<sub>fs</sub></i></b>	: losses pada bagian suction pompa, m
<b><i>SGHg</i></b>	: specific gravity raksa terhadap fluida acuan air
<b><i>V</i></b>	: tegangan kerja motor, V
<b><i>I</i></b>	: arus listrik, A
<b><i>cos φ</i></b>	: power factor motor listrik



## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1. Latar Belakang.**

Pada dasarnya, fluida mengalir dari tempat berenergi tinggi ke tempat berenergi rendah. Untuk mengatasi permasalahan dalam memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain, dibutuhkan sebuah sistem perpompaan yang baik. Berdasarkan *United States Department of Energy*, sistem perpompaan berperan terhadap hampir 20% kebutuhan energi listrik dunia, serta sekitar 25% hingga 50% dari penggunaan energi untuk operasi berbagai pabrik industri (**US DOE, 2004**).

Pompa digunakan pada suatu instalasi sistem perpipaan untuk memberikan tambahan energi pada fluida agar dapat mengalir. Kemampuan pompa menaikkan tekanan ini biasa dikenal dengan istilah *head*. Namun pengaplikasiannya pada suatu sistem perpipaan selalu terdapat kerugian *head*. Kerugian *head* ini dapat dibedakan menjadi 2 macam, yakni *headloss mayor* dan *headloss minor*. *Headloss mayor* ini ditimbulkan akibat gesekan yang ada sepanjang pipa. Sedangkan *headloss minor* terjadi pada setiap fittings perpipaan seperti pada *joint*, *elbow*, maupun *valve*.

Untuk memilih atau menentukan pompa yang tepat untuk digunakan pada sistem perpipaan, maka perlu dilakukan analisis terhadap nilai tahanan pada keseluruhan sistem perpompaan. Meskipun pompa yang sudah terpasang memiliki spesifikasi yang memadai, pengujian performa pompa tetap perlu dilakukan. Hal ini dilakukan untuk mengetahui bahwa pompa yang digunakan masih berfungsi dengan baik dan dapat memenuhi kebutuhan yang diharapkan.

Sistem perpompaan yang terdapat di dunia industri seringkali mengalami penurunan performa seiring berjalannya waktu penggunaan. Salah satu penyebab turunnya performa pompa adalah kavitasi yang terjadi pada sistem perpompaan. Kavitasi adalah fenomena pembentukan gelembung uap dari zat cair yang mengalir pada daerah dimana tekanan zat cair berada dibawah



tekanan uap jenuhnya. Kavitasasi dapat terjadi di suction pompa, impeller pompa maupun di dalam pipa. Indikasi terjadinya kavitasasi adalah timbulnya gelembung-gelembung uap, suara bising dan vibrasi. Efek kavitasasi pada pompa adalah turunnya unjuk kerja (performace) pompa. Akibat lanjutan kavitasasi pada casing dan impeller menyebabkan lubang-lubang pada dinding casing maupun permukaan impeller (**Jumari, 2009**).

Sebuah instalasi perpipaan dengan permodelan kavitasasi merupakan salah satu peralatan pengujian yang dapat dijumpai di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida, Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS, Surabaya. Peralatan ini digunakan untuk mendemonstrasikan fenomena kavitasasi yang dapat dijumpai baik pada sistem perpipaan maupun sistem perpompaan. Namun, pompa beserta instrumen perpipaan diperkirakan telah mengalami penurunan performa. Penurunan performa ini diakibatkan usia peralatan yang sudah sangat tua dan minimnya perawatan yang dilakukan terhadap sistem, serta banyaknya bagian-bagian yang telah hilang. Karena itu, pengujian terhadap performa pompa dan head loss sistem perpipaan yang digunakan dalam penelitian ini perlu dilakukan.

## 1.2 Perumusan Masalah.

Penelitian didasarkan oleh adanya sebuah instalasi sistem perpipaan di Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin-Mesin Fluida yang sudah lama tidak terpakai. Sistem ini kurang terawat sehingga banyak komponen yang hilang dan tidak berfungsi. Permasalahan tersebut kemudian dapat dirumuskan menjadi beberapa permasalahan sebagai berikut:

1. Apakah pompa dan motor masih dapat berfungsi dengan baik?
2. Berapakah besar *head loss* yang ada pada sistem perpipaan?
3. Berapa efisiensi kerja pompa?
4. Bagaimanakah visualisasi dari fenomena kavitasasi?



### **1.3. Tujuan Penelitian**

Tujuan yang dapat dirumuskan melalui analisis terhadap performa pompa dan sistem perpipaan adalah sebagai berikut:

1. Memberikan kesempatan bagi adanya penambahan fasilitas praktikum yang ada di laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin-Mesin Fluida.
2. Mengevaluasi performa dari sistem perpipaan dan pompa
3. Mengetahui visualisasi dari fenomena kavitasi

### **1.4 Batasan Masalah.**

Batasan masalah yang ada dalam analisis sistem perpompaan dan perpipaan dalam penilitan ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi steady flow, incompressible.
2. Tidak terjadi perpindahan panas dari dan ke dalam pipa.
3. Fluida kerja yang digunakan merupakan air pada temperature kerja 30°C.
4. Kebocoran pada sistem perpipaan yang digunakan dapat diabaikan.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Pipa adalah benda berbentuk silinder dengan lubang di tengahnya yang terbuat dari logam maupun bahan-bahan lainnya sebagai sarana transportasi fluida berbentuk cair maupun gas. Pompa, *fitting*, dan komponen lainnya dibutuhkan dalam sistem perpipaan agar pendistribusian fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain dapat berlangsung dengan baik.

#### **2.1. Sistem Perpipaan**

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan Untuk mengalirkan fluida liquid maupun fluida gas dari suatu titik ke titik lainnya. Sistem perpipaan dibedakan menjadi dua, yaitu sistem perpipaan tunggal dan sistem perpipaan majemuk. Sistem perpipaan tunggal merupakan sistem perpipaan yang semua komponen dihubungkan secara seri tanpa adanya percabangan. Sedangkan sistem perpipaan majemuk merupakan sistem perpipaan yang terdapat bagian dimana pipa diparalelkan dari satu jalur menjadi dua jalur atau dari dua jalur menjadi satu jalur.

Sistem perpipaan meliputi semua komponen dari lokasi awal hingga lokasi tujuan. Adapun komponen-komponen tersebut adalah sebagai berikut:

##### **a. Pipa**

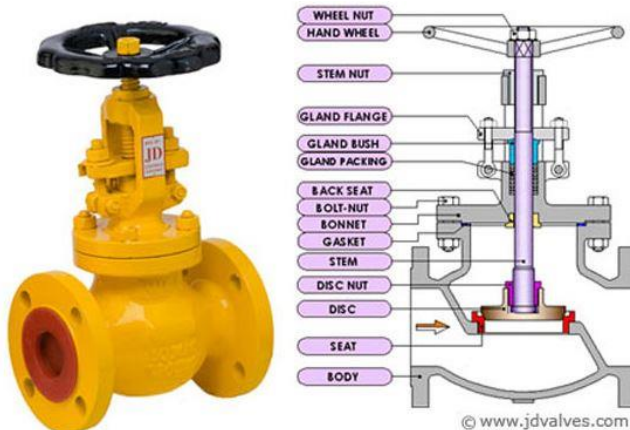
Pipa merupakan komponen utama dalam sistem perpipaan. Beberapa aspek yang perlu diperhatikan dalam proses pemilihan pipa diantaranya adalah kecepatan aliran, tekanan fluida, pemasangan sistem perpipaan, fungsi sistem perpipaan, dan sebagainya.

##### **b. Valve**

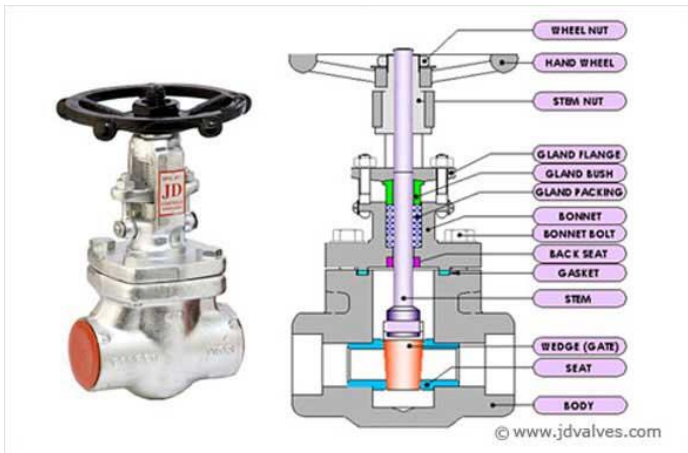
*Valve* merupakan komponen pendukung pada sistem perpipaan. Adapun fungsi dari *valve* adalah mengatur laju aliran dalam sebuah pipa, menutup atau membuka aliran, mencegah aliran balik (*one way valve*), dan mengatur tekanan. Gambar 2.1



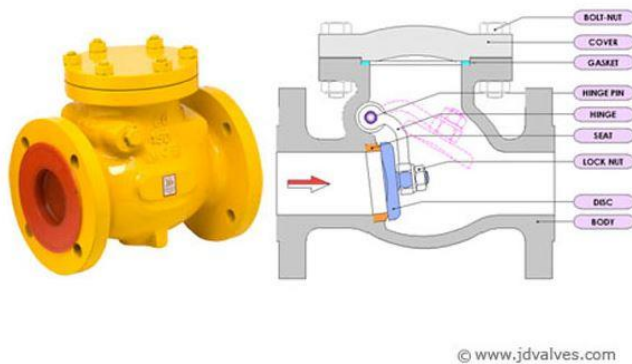
menunjukkan contoh-contoh *valve* yang umum digunakan dalam sistem perpipaan.



a. *Globe valve*



b. *Gate valve*



c. *Check valve*

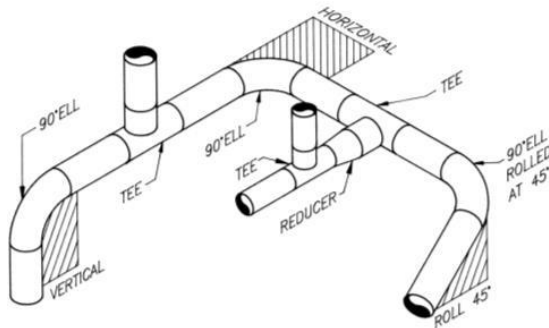
**Gambar 2.1.** Macam-macam *valve*. ([www.jdvalves.com](http://www.jdvalves.com))

Setiap jenis *valve* mempunyai fungsi khusus. *Globe valve* pada gambar 2.1a, dilakukan untuk melakukan pengaturan debit. *Gate valve* pada gambar 2.1b digunakan untuk menutup-membuka suatu aliran (*fully open* atau *fully close*). Untuk mencegah terjadinya *back flow*, pemasangan *check valve*, seperti pada gambar 2.1c, adalah yang paling tepat.

c. *Fitting*

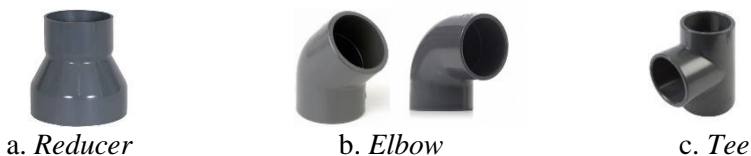
*Fitting* adalah elemen yang mempunyai bentuk dasar pipa dengan bentuk yang bermacam-macam. *Fitting* dapat berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), pipa yang berbeda ukuran antara ujungnya (*reducer*), dan lain-lain. Penggunaan berbagai *fitting* dalam sistem perpipaan dimodelkan dalam gambar 2.2.





**Gambar 2.2.** Fitting dalam sistem perpipaan. (Parisher dan Rhea, 2002)

Untuk sambungan dengan pipa, fitting dapat dibagi menjadi jenis las (*welding end*), dan jenis uliran (*threaded end*). Beberapa fitting perpipaan yang umum digunakan di dalam sistem perpipaan ditunjukkan oleh gambar 2.3.



a. Reducer

b. Elbow

c. Tee

**Gambar 2.3.** Macam-macam fitting perpipaan.  
(<http://www.abwplastics.co.uk>)

#### d. Flanges

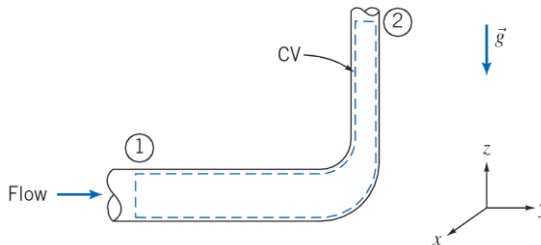
*Flange* adalah istilah untuk sambungan antara pipa dengan pipa, katup, bejana, pompa, dan lainnya. Teknik sambungan selain *flange* dapat berupa las (*welding joint*) atau dengan uliran (*threaded joint*) seperti menyambung baut dengan mur.

## 2.2. Persamaan Energi

Hukum kekekalan energi menyatakan energi dapat dikonversi dari suatu bentuk menjadi bentuk lainnya, namun energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan. Dengan kata



lain, jumlah energi atau head total pada fluida yang bergerak akan selalu sama di setiap titik, selama energi tersebut tidak mengalami transfer energi. Konsep ini dituliskan ke dalam bentuk persamaan energi dengan *control volume* seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.4.



**Gambar 2.4.** *Control volume* untuk aliran melalui sebuah perpipaan

Fluida yang mengalir pada sebuah pipa akan mengalami kerugian energi (*Head Loss*), baik disebabkan oleh kekasaran permukaan pipa, maupun penggunaan *fittings* perpipaan. Dengan demikian, persamaan energi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 + h_{l_T} \quad (2.1)$$

dimana:

- $p_1$  dan  $p_2$  = tekanan pada titik 1 dan 2
- $\bar{V}_1$  dan  $\bar{V}_2$  = kecepatan aliran rata-rata pada titik 1 dan 2
- $z_1$  dan  $z_2$  = perbedaan ketinggian antara titik 1 dan 2
- $\gamma$  = berat jenis fluida,  $\rho g$
- $g$  = percepatan gravitasi,  $9,81 \text{ m/det}^2$
- $\alpha$  = koefisien fluks energi kinetik
  - $\alpha = 1$ , untuk aliran turbulen
  - $\alpha = 2$ , untuk aliran laminar
- $h_{l_T}$  = *Head loss* total di sepanjang pipa



Kapasitas aliran yang mengalir di sejumlah titik pada suatu penampang akan membantu menentukan besarnya kecepatan yang mengalir pada penampang tersebut. Besarnya kecepatan fluida dapat ditentukan dengan membagi kapasitas aliran ( $Q$ ) tersebut dengan luas penampang, seperti yang dirumuskan pada persamaan (2.2):

$$V = Q/A \quad (2.2)$$

dimana :

$Q$	= laju aliran volumetrik, ( $\text{m}^3/\text{det}$ )
$A$	= luas penampang aliran, ( $\text{m}^2$ )
$V$	= kecepatan aliran fluida, ( $\text{m}/\text{det}$ )

### 2.3. Kerugian pada Sistem Perpipaan

Fluida yang mengalir pada sebuah pipa akan mengalami kerugian energi. Kerugian energi ini disebut dengan *head loss*. Terdapat dua jenis *head loss* yang terjadi di dalam sistem perpipaan, yaitu *head loss* mayor dan *head loss* minor.

#### 2.3.1. Head Loss Mayor

*Head loss* mayor merupakan kerugian energi yang terjadi akibat fluida bergesekan dengan pipa utama dari sistem perpipaan. Adapun perumusan untuk menentukan nilai *head loss* mayor adalah sebagai berikut:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.3)$$

dimana:

$h_L$	= <i>head loss</i> mayor, m
$D$	= diameter pipa, m
$\bar{V}$	= kecepatan rata-rata aliran, $\text{m}/\text{det}$
$g$	= percepatan gravitasi, $\text{m}/\text{det}^2$
$L$	= panjang pipa, m
$f$	= friction factor



Untuk mendapatkan harga  $f$  digunakan perumusan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar, Darcy-Weisbach memberikan persamaan :

$$f = 64/Re \quad (2.4)$$

- Untuk aliran turbulen, digunakan perumusan Haaland (Fox, et al, 2011), yaitu :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[ \left( \frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (2.5)$$

dimana:  $Re$  = Bilangan Reynolds, yang besarnya adalah:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2.6)$$

dimana:

$\rho$  = massa jenis fluida, kg/m<sup>3</sup>

$V$  = kecepatan aliran, m/det

$D$  = inside diameter pipa, m

$\mu$  = viskositas absolut cairan, kg/(m.det)

Dengan demikian, diketahui bahwa nilai  $f$  merupakan fungsi dari  $Re$  (Bilangan Reynolds) dan  $e/D$ . Nilai  $e$  merupakan wall roughness dari pipa sedangkan  $D$  adalah inside diameter dari pipa tersebut.

### 2.3.2. Head Loss Minor

*Head loss* minor merupakan kerugian yang terjadi pada komponen tambahan pada sistem perpipaan berupa fitting dan lain sebagainya. Untuk mendapatkan harga head loss minor digunakan persamaan :

$$h_{L_m} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.7)$$

atau dapat juga menggunakan persamaan berikut :

---



$$h_{Lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.8)$$

dimana:

$h_{Lm}$  = Head loss minor, m

$K_L$  = koefisien losses

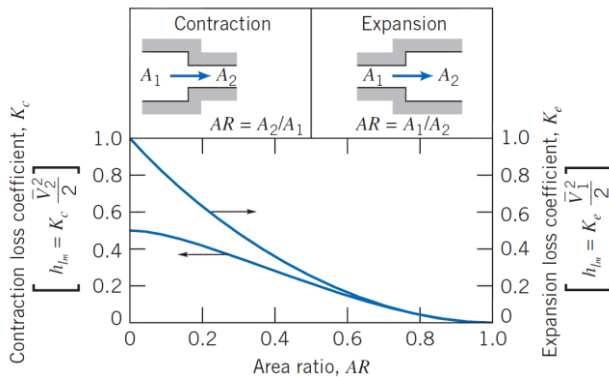
$L_e$  = panjang ekuivalen, m

$D$  = inside diameter, m

$\bar{V}$  = kecepatan rata-rata aliran, m/det

$g$  = percepatan gravitasi, m/det<sup>2</sup>

Berbeda dengan *fitting* lainnya, nilai  $K_L$  dari pipa *sudden enlargement* dan *sudden contraction* dapat bervariasi terhadap perbandingan *area ratio* (AR). Nilai *area ratio* (AR) merupakan perbandingan nilai luas penampang *inlet* dan *outlet*. Gambar 2.5 menunjukkan pengaruh nilai AR terhadap  $K_L$ .



**Gambar 2. 5.** Grafik nilai  $K_L$  *sudden contraction* dan *sudden enlargement*. (Fox, et al, 2011)

Analisis terhadap nilai  $K_L$  pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* dilakukan pada dua rentang nilai bilangan Reynolds. Adapun nilai  $K_L$  pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* adalah (Idel'chik, 1966):



- Untuk aliran dengan bilangan Reynolds  $10 < Re < 3500$ :

$$K_L = \frac{\Delta H}{\frac{\rho V_o^2}{2g}} = f \left( Re, \frac{D_0}{D_2} \right) \quad (2.9)$$

- Untuk aliran dengan bilangan Reynolds  $Re > 3500$ :

$$K_L = \frac{\Delta H}{\frac{\rho V_o^2}{2g}} = \left( 1 - \frac{D_0}{D_2} \right)^2 \quad (2.10)$$

dimana:

$\Delta H$  = kerugian tekanan, kg/m<sup>2</sup>

$\rho$  = massa jenis fluida kerja, kg/m<sup>3</sup>

$V_o$  = kecepatan pada *narrowest section*, m/s<sup>2</sup>

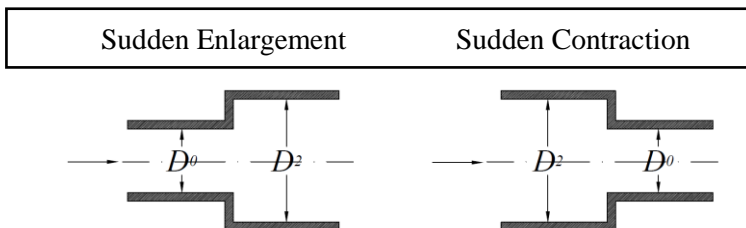
$g$  = percepatan gravitasi bumi, 9,81 m/s<sup>2</sup>

$D_0/D_2$  = rasio diameter

$D_0$  = diameter pada penampang yang lebih kecil

$D_2$  = diameter pada penampang yang lebih besar

Agar lebih jelasnya posisi  $D_0$  dan  $D_2$  dapat dilihat pada gambar 2.6.



**Gambar 2.6.** *Sudden Contraction dan Sudden Enlargement*

Berdasarkan persamaan (2.9) dan (2.10), diketahui bahwa pada nilai  $10 < Re < 3500$ , nilai  $K_L$  akan berfluktuasi seiring dengan perubahan nilai  $Re$ . Namun, pada nilai  $Re > 3500$ ,  $K_L$  akan memiliki nilai konstan yang sebanding dengan nilai  $(1 - D_0/D_2)^2$ .

Pada tabel 2.1 ditunjukkan nilai  $K_L$  untuk beberapa *fitting* perpipaan. Nilai  $K_L$  tersebut merupakan acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai koefisien gesek *fitting*. Nilai



$K_L$  pada tabel 2.1 digunakan untuk menentukan nilai head loss minor menggunakan persamaan (2.7).

**Tabel 2.1.** Daftar nilai  $K_L$  untuk beberapa fitting perpipaan untuk  $Re \geq 10^4$  (Westaway dan Loomis, 1984)

<b>Fitting</b>	<b><math>K_L</math></b>
Standard Tee	
Thru flow	0.38
Thru branch	1.14
Gate valve	
fully open	0.15
3/4 open	0,26
1/2 open	2,1
1/4 open	17.0
Standard Elbow 90°	
2 inch	0.57
3 inch	0.54
Elbow, 45°	0.30
Long radius elbow, 90°	0.30
Close return bend, 180°	0.95
Rotary meter	10
Disk or Woble Meter	3.4 – 10

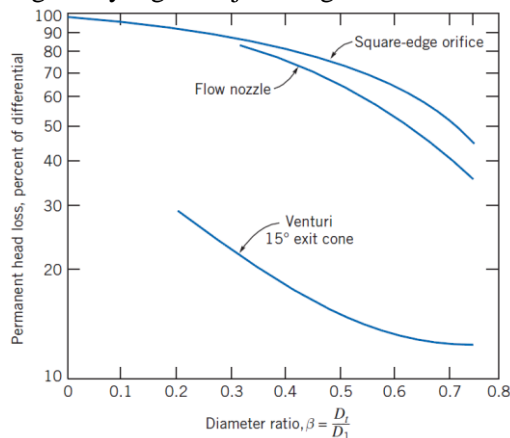
Karakteristik head loss pada komponen-komponen ini dapat dilihat pada Tabel 2.2.

**Tabel 2.2.** Karakteristik *orifice*, *flow nozzle*, dan *venturi flow meter*. (Fox, et al, 2011)

Flow Meter Type	Diagram	Head Loss	Initial Cost
Orifice		High	Low
Flow Nozzle		Intermediate	Intermediate
Venturi		Low	High

Data eksperimental menunjukkan *discharge coefficient* ( $C_d$ ) *venturimeter* berkisar antara 0,980 hingga 0,995 pada bilangan Reynolds yang tinggi ( $Re_{D1} > 2 \times 10^5$ ), dimana nilai *head loss* pada *venturimeter* berkisar pada nilai 10% hingga 15% dari *discharge differential pressure*. (Miller, 1996)

Kehilangan energi pada *venturimeter* dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial tekanan,  $\Delta p$ , di sepanjang aliran. *Pressure losses* pada *venturimeter*, *orificemeter*, dan *flow nozzle* dapat diamati pada grafik yang ditunjukkan gambar 2.7.

**Gambar 2.7.** Head loss pada *orifice*, *flow nozzle*, dan *venturi flow meter*. (Fox, et al, 2011)



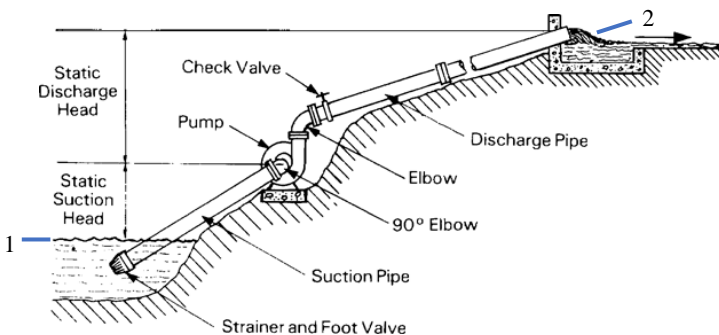


## 2.4. Performa Pompa Sentrifugal

Kriteria – kriteria yang umum dijadikan parameter dalam menentukan performa pompa diantaranya berupa nilai head, daya dan *Net Positive Suction Head (NPSH)* pompa. Kriteria tersebut nantinya akan sangat diperlukan dalam pemilihan pompa yang tepat. Instalasi pompa, daya pompa, efisiensi, kecepatan spesifik, dan karakteristik pompa sangat menentukan performa dari pompa sentrifugal yang digunakan.

### 2.4.1. Instalasi Pompa

Head pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. Head total pompa adalah . Instalasi pompa, daya pompa, efisiensi, kecepatan spesifik, dan karakteristik pompa sangat menentukan performa dari pompa sentrifugal yang digunakan. Gambar 2.8 menunjukkan ilustrasi untuk menghitung besar head yang dibutuhkan dalam suatu sistem perpipaan.



**Gambar 2. 8.** Ilustrasi perumusan head pada sistem perpipaan.  
(<http://www.fao.org>)

Dari gambar 2.8 di atas, *head* pompa bisa didapatkan dengan perumusan sebagai berikut:



$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + z_2 + H_{l_T} \quad (2.11)$$

atau,

$$H_p = \frac{(p_2 - p_1)}{\gamma} + \frac{(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) + H_{l_T} \quad (2.12)$$

dimana:

$$\frac{(p_2 - p_1)}{\gamma} = \text{selisih head tekanan (m)}$$

$$\frac{(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2)}{2g} = \text{selisih head kecepatan (m)}$$

$$(z_2 - z_1) = \text{selisih head statis (m)}$$

$$H_{l_T} = \text{head loss total (m)}$$

### 2.4.2. Daya Pompa

Daya pompa adalah besarnya energi per satuan waktu atau kecepatan melakukan kerja. Beberapa pengertian daya dijelaskan sebagai daya hidrolik dan daya poros pompa.

#### a. Daya Hidrolik (WP)

Daya hidrolik adalah daya yang dibutuhkan poros pompa untuk memutar impeler sehingga dapat mengalirkan sejumlah fluida dengan kondisi yang diinginkan. Besarnya daya poros yang dibutuhkan dapat dihitung dengan:

$$W_p = \gamma QH = \rho g Q_p H_p \quad (2.13)$$

dimana:

$$W_p = \text{daya hidrolik, Watt}$$

$$\rho = \text{densitas fluida, kg/m}^3$$

$$H_p = \text{head pompa, m}$$

$$Q_p = \text{kapasitas pompa, m}^3/\text{s}$$

#### b. Daya Poros Pompa ( $B_p$ )

Nilai  $B_p$  dapat ditentukan melalui nilai daya motor. Daya motor sebanding dengan nilai dari *electrical power* ( $E_P$ ). Alhasil, daya poros dapat dihitung dengan perumusan:



$$B_p = \eta \cdot E_p = \eta \cdot VI \cos \varphi \quad (2.14)$$

dimana:

- $B_p$  = daya poros, watt (W)
- $I$  = arus listrik, ampere (A)
- $E_p$  = *elecrtical power*, watt (W)
- $\cos \varphi$  = *power factor*
- $V$  = tegangan listrik, volt (V)
- $\eta$  = Efisiensi kerja motor

### c. Efisiensi Pompa

Nilai dari efisiensi pompa bervariasi terhadap putaran spesifik yang dimiliki pompa. Putaran spesifik pompa dipengaruhi oleh tipe impeler yang dimiliki pompa itu sendiri. Nilai dari efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) sendiri dapat ditentukan dengan membagi besar daya air pompa oleh besar daya poros pompa, seperti pada persamaan berikut,

$$\eta_p = \frac{W_p}{B_p} \quad (2.15)$$

dimana:

- $BHP$  = daya poros pompa, watt
- $WHP$  = daya air pompa, watt
- $\eta_p$  = efisiensi pompa

### 2.4.3. *NPSH Available*

*Net Positive Suction Head (NPSH)* adalah kebutuhan minimum pompa untuk bekerja secara normal. *NPSH* menyangkut apa yang terjadi di bagian suction pompa. *NPSH* dapat diketahui dengan menghitung selisih total head pada sisi suction dengan tekanan uap absolut fluida kerja pada temperatur pemompaan. Nilai *NPSH available* harus lebih besar daripada nilai *NPSH required*. Nilai *NPSH available* ditentukan dengan suction lift untuk suplai suction di bawah centerline pompa (gambar 2.9a), dan



*positive suction* untuk suplai suction di atas *centerline* pompa (gambar 2.9b).

Untuk *suction lift*:

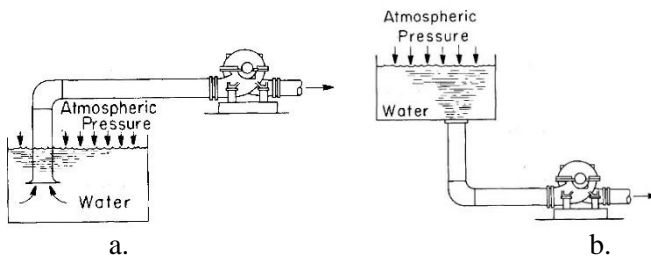
$$NPSH_{available} = h_a - h_{vpa} - h_{st} - h_{fs} \quad (2.16)$$

Untuk *positive suction*:

$$NPSH_{available} = h_a - h_{vpa} + h_{st} - h_{fs} \quad (2.17)$$

dimana:

- $h_a$  adalah tekanan absolut di permukaan fluida dalam tangki dengan satuan meter.
  - $h_{vpa}$  adalah *vapor pressure* fluida kerja saat temperatur pemompaan dalam satuan meter.
  - $h_{st}$  adalah static height dalam satuan meter.
  - $h_{fs}$  adalah *Head loss* pada sisi *suction* dalam satuan meter.
- Kedua kondisi tersebut diilustrasikan pada gambar (2.9).



**Gambar 2.9.** Perbedaan antara kondisi *suction lift* (a) dan *positive suction* (b). (Westaway dan Loomis, 1984)

Nilai head dapat dihasilkan dengan rumusan sebagai berikut :

$$H = \Delta p / \rho g \quad (2.18)$$

dimana:

- $\Delta p$  = perbedaan tekanan,  $N/m^2$   
 $\rho$  = massa jenis,  $kg/m^3$   
 $g$  = percepatan gravitasi,  $m/s^2$



$H$  = head, m

## 2.5. Kecepatan Spesifik Pompa

Kecepatan spesifik adalah model bilangan yang digunakan untuk mengklasifikasikan pompa. *Specific speed* dirumuskan sebagai berikut (Menon, 2010):

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.19)$$






dimana:

$n$  = putaran pompa, (rpm)

$H$  = Head pompa, (m)

$Q$  = Kapasitas pompa, (m<sup>3</sup>/s)

Nilai kecepatan spesifik digunakan untuk memilih bentuk *impeller* yang digunakan dalam perancangan pompa dan menghitung jumlah sudu dalam *impeller* pompa. Gambar 2.10 menunjukkan klasifikasi tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik.

Centrifugal pumps			Mixed-flow Impeller	Axial-flow Impeller
Low-speed Impeller	Moderate-speed Impeller	High-speed Impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.8$

**Gambar 2.10.** Tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik. (Khetagurov, 1966)

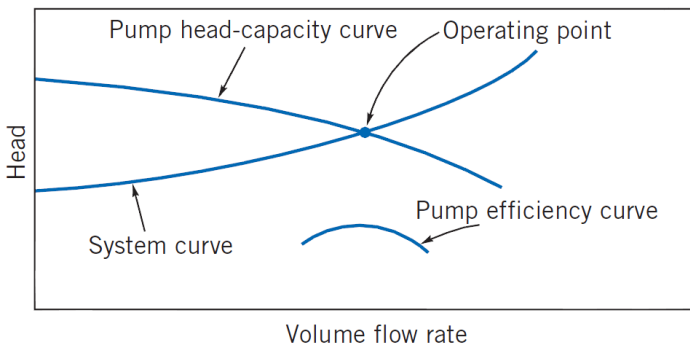
## 2.6. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal memiliki banyak nilai positif dibanding tipe pompa yang lain. Nilai positif itu antara lain:



1. Mampu bekerja pada rpm yang tinggi.
2. Konstruksinya lebih sederhana daripada pompa lainnya.
3. Dari segi dimensi dan bobot lebih kecil daripada pompa resiprokating (torak).
4. Debit dan tekanan yang dihasilkan lebih stabil dan konstan.

Gambar 2.11 menunjukkan titik operasi pompa yang merupakan perpotongan antara kurva pompa dan kurva pipeline. beberapa kurva, seperti kurva pompa, efisiensi pompa, daya pompa, dan karakteristik dari pipeline pompa.



**Gambar 2.11.** Karakteristik pompa sentrifugal. (Fox, et al, 2011)

## 2.7 Kavitasi

Kavitasi didefinisikan sebagai pembentukan uap dalam suatu aliran fluida sebagai akibat turunnya tekanan pada saat temperature konstan. Fenomena ini sangat berbahaya dan diketahui sebagai fenomena yang bersifat merusak pada bagian-bagian penting instrumen dalam sebuah proses. Kavitasi diasumsikan ditimbulkan oleh beberapa macam gejala dinamik, ketika fluida berada di temperatur jenuhnya (Danang, 2010).

Konsekuensi untuk bagian sistem perpipaan serta untuk proses kontrol bervariasi dan sering merusak. Konsekuensi-konsekuensi tersebut diantaranya:



### *Tugas Akhir Konversi Energi*

---

- Suara bising
- Getaran kuat di bagian yang terkena hantaman kavitasi
- Tersedaknya aliran yang disebabkan oleh pembentukan uap
- Perubahan sifat fluida
- Erosi pada bagian yang terkena kavitasi
- Penghancuran bagian yang terkena kavitasi
- Sistem mati (*shutdown*)



## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

*Ogawa Seiki Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* merupakan fasilitas pengujian kavitasi pada perpipaan. Karena faktor usia alat dan perawatan yang minim, diperlukan adanya penelitian mengenai performa dari sistem perpompaan dan perpipaan.

Penelitian dilakukan untuk menguji karakteristik kerja aktual pompa, analisis *Head loss* pada sistem perpipaan, serta visualisasi terjadinya kavitasi. Metodologi penelitian diperlukan sebagai pedoman dalam penelitian agar didapatkan hasil yang baik.

#### **3.1. Langkah-langkah Penelitian**

Langkah-langkah penelitian meliputi studi literatur, peninjauan alat, perhitungan dan analisis *Head loss* perpipaan, perhitungan dan analisis performa pompa, serta pengamatan terjadinya kavitasi pada tempat pengujian kavitasi.

##### **3.1.1. Studi Literatur**

Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dan memahami beberapa hal mengenai:

- a) Sistem perpipaan meliputi komponen pada sistem perpipaan, kekasaran material, code, dan standar yang umum digunakan.
- b) Fenomena kavitasi yang sering terjadi pada sistem perpompaan dan perpipaan
- c) Teori dan persamaan dasar dalam perhitungan sistem perpipaan serta perpompaan.
- d) Instrumentasi dari sistem perpipaan dalam rangka melakukan peninjauan ulang performa sistem perpompaan dan perpipaan.





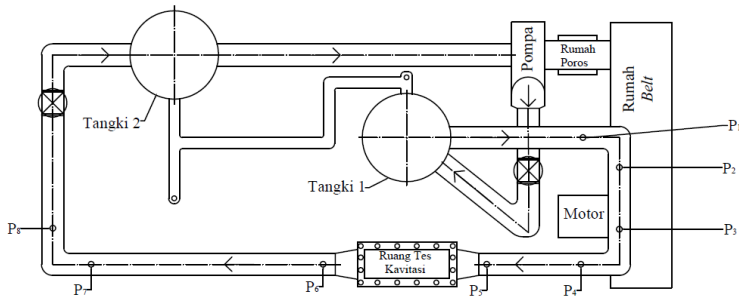
### 3.1.2. Peninjauan Alat

#### 1. OGAWA SEIKI *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment*

Berdasarkan hasil peninjauan, sistem ini bernama *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* yang dirancang oleh Ogawa Seiki co., Ltd. Peralatan yang diuji ini merupakan sistem perpipaan yang terdapat di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida. Adapun wujud dari instalasi sistem perpompaan dapat diamati pada gambar 3.1, serta gambar skema instalasi Ogawa Seiki *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* dapat dilihat pada gambar 3.2.



**Gambar 3. 1.** Instalasi peralatan uji di laboratorium



**Gambar 3.2.** Skema instalasi sistem perpipaan serta lokasi pengukuran tekanan

Pipa pada fasilitas ini menggunakan material dasar metal yang tidak diketahui jelas standarnya, namun sebagian besar telah dimodifikasi dengan menggunakan *Polyvinyl Chloride (PVC) pipe* dan *Pipa Acrylic* dengan ukuran diameter 2 in.

Beberapa alat pengukuran digunakan untuk mendukung proses penelitian, diantaranya *Doppler flowmeter* (gambar 3.3), *Bourdon type manometer* (gambar 3.4) yang digunakan untuk mengukur tekanan pada *discharge pump* serta pada *elbow*, *Negative pressure bourdon type manometer* (gambar 3.5) yang digunakan untuk mengukur tekanan pada *suction pump*, Manometer U dengan fluida raksa (gambar 3.6), voltmeter (gambar 3.7), tang meter (gambar 3.8), serta kamera untuk mendokumentasikan fenomena kavitasi.



Kapasitas Pengukuran  
= 12 L/s

Skala Terkecil  
= 0,1 L/s

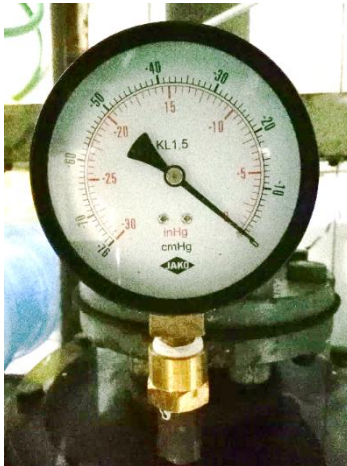
**Gambar 3.3. Doppler Flowmeter**



Kapasitas Pengukuran  
= 60 Psi  
= 4 kg/cm<sup>2</sup>

Skala Terkecil = 1 Psi  
= 0,1 kg/cm<sup>2</sup>

**Gambar 3.4. Bourdon Type Manometer**



Kapasitas Pengukuran  
= -76 cmHg  
= -30 inHg

Skala Terkecil  
= 1 cmHg  
= 0,5 inHg

**Gambar 3.5.** *Negative Pressure Bourdon Type Manometer*



Kapasitas Pengukuran  
(ketinggian selang)  
= 700 mm

Skala Terkecil = 1 mm

**Gambar 3.6.** *Manometer U dengan fluida raksa*



**Gambar 3.7.** Voltmeter (<http://www.ebay.com/bhp/voltmeter>)



**Gambar 3.8.** Tang Meter

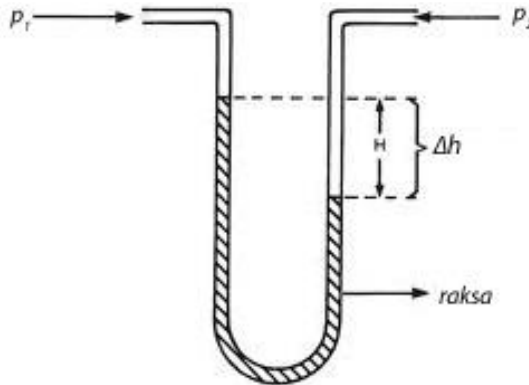


### 3.1.3. Perhitungan dan Analisis Head Loss Perpipaan

Analisis Head Loss dapat dilakukan dengan menghitung beberapa parameter sebagai berikut:

1. Menghitung nilai friction factor ( $f$ ).

Alat manometer raksa dapat digunakan untuk membantu analisis nilai  $f$ . pada dasarnya alat manometer U ini digunakan untuk menentukan perbedaan tekanan antara dua titik pada sistem perpipaan. Penggunaan manometer raksa dapat diamati pada gambar 3.9.



**Gambar 3.9.** Penentuan perbedaan tekanan menggunakan manometer raksa

Perbedaan tekanan antara kedua titik pada sistem perpipaan dihitung dengan menggunakan persamaan hidrostatik sebagai berikut:

$$\Delta p = (SG_{Hg}) \rho g \Delta h \quad (3.1)$$

dimana:

$\Delta p$  = perbedaan tekanan, Pa

$SG_{Hg}$  = specific gravity of fluid untuk fluida pengukur raksa,  
= 13,6

$\rho$  = rapat jenis massa fluida referensi ( $H_2O$ ),  $997 \text{ kg/m}^3$

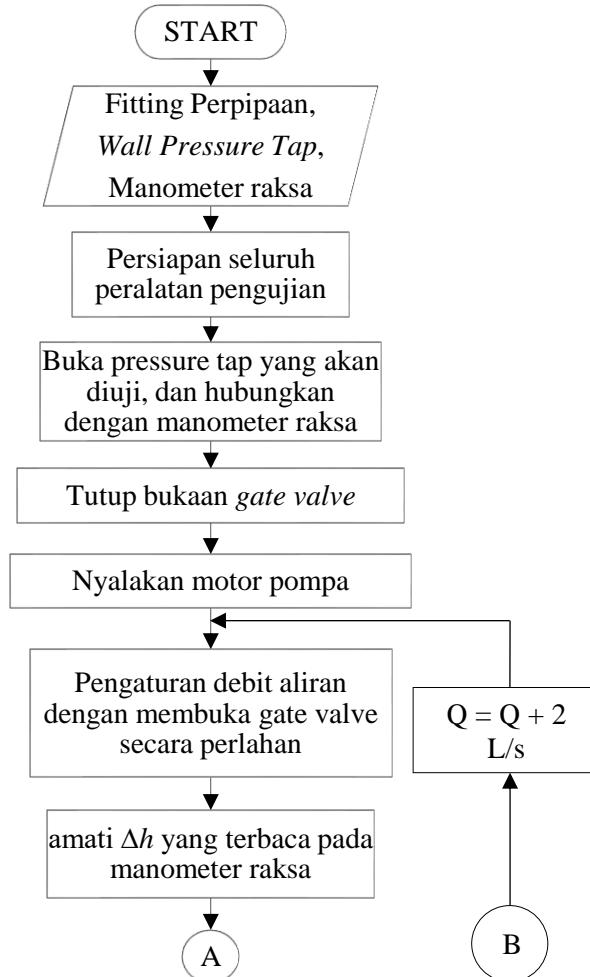
$g$  = percepatan gravitasi bumi,  $\text{m/s}^2$

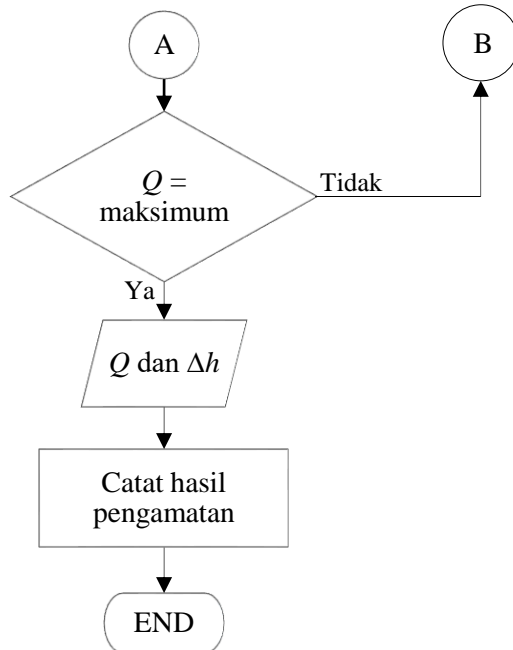


$\Delta h$  = perbedaan ketinggian raksa pada manometer, m

Dari gambar 3.2 dapat dilihat skema instalasi perpipaan yang digunakan pada pengujian ini, serta beberapa titik lokasi *pressure tap* ( $P_1$  sampai  $P_7$ ).

Alur perhitungan nilai  $f$  dapat diamati pada gambar 3.10.





**Gambar 3.10.** Flowchart pengujian  $\Delta h$  pada pipa dan fitting perpipaan.

Perhitungan nilai  $f$  dapat ditentukan setelah mengetahui nilai  $\Delta h$ . Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai  $f$  adalah sebagai berikut.

$$h_L = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2 - \bar{V}_2^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (3.1)$$

untuk  $\bar{V}_1^2 = \bar{V}_2^2$  dan  $z_1 = z_2$ ,

$$h_L = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (3.2)$$

berdasarkan persamaan Darcy Weisbach,

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$





dengan menghubungkan persamaan 3.2 ke dalam persamaan Darcy Weisbach, maka selanjutnya perhitungan terhadap  $f$  menjadi sebagai berikut.

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$f = 2 \frac{D}{L} \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2} \quad (3.3)$$

dimana:

- $\Delta p$  = perbedaan tekanan pada fitting, Pa
- $L$  = panjang pipa, m
- $\rho$  = rapat jenis massa fluida, kg/m<sup>3</sup>
- $D$  = diameter pipa, m
- $f$  = faktor gesekan
- $V$  = kecepatan aliran fluida, m/s

Dengan mengetahui nilai  $f$ , wall roughness atau kekasaran permukaan pipa ( $e$ ) dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.6, dimana:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[ \left( \frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]$$

maka,

$$e/D = 3,7 \left[ 10^{\left( -\frac{1}{1,8\sqrt{f}} \right)} - \frac{6,9}{Re} \right]^{\frac{1}{1,11}} \quad (3.4)$$

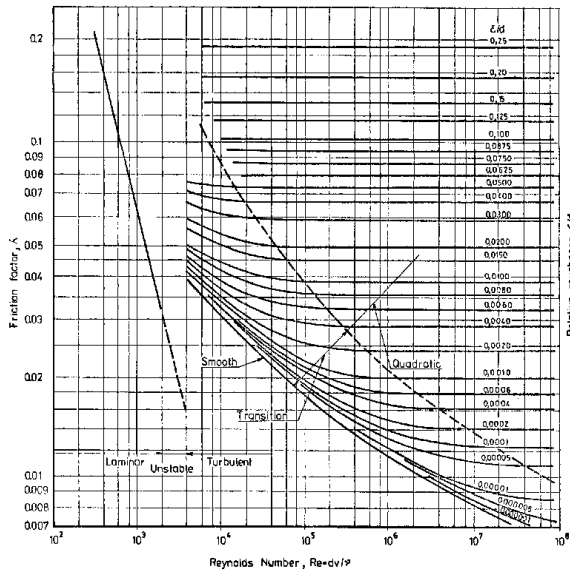
Analisis dilakukan pada aliran turbulen untuk memudahkan pengamatan terhadap perbedaan tekanan pipa. Variasi nilai bilangan Reynolds sebagai representasi aliran untuk diameter pipa 2 in dapat diamati pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1.** Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 2 in.

$Q$ L/m	$Q$ $10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$	$V$ m/s	$Re$	Jenis Aliran
25	41.67	0.21	11842.20	Turbulen
50	83.33	0.42	23681.57	Turbulen
100	166.67	0.85	47365.97	Turbulen
150	250.00	1.27	71047.54	Turbulen
200	333.33	1.70	94729.11	Turbulen
250	416.67	2.12	118413.52	Turbulen
300	500.00	2.55	142095.08	Turbulen
350	583.33	2.97	165776.65	Turbulen
400	666.67	3.39	189461.06	Turbulen
450	750.00	3.82	213142.62	Turbulen
500	833.33	4.24	236824.19	Turbulen

$$D_i = 0,05 \text{ m}, T = 30^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Hubungan antara nilai  $f$  dan  $Re$  dicapai berdasarkan diferensial tekanan yang terjadi di sepanjang aliran pipa. Diferensial tekanan diperlukan untuk mencapai kecepatan aliran ( $V$ ) dengan panjang pipa ( $L$ ) dan diameter ( $D$ ) pipa, demikian pula halnya dengan massa jenis fluida kerja. Diferensial tekanan pun dipengaruhi oleh  $f$  yang juga dipengaruhi oleh bilangan Reynolds. Gambar 3.11 menunjukkan hubungan antara bilangan  $Re$  dan  $f$ .



**Gambar 3. 11.** Grafik hubungan *friction factor* ( $f$ ) dan  $Re$ .  
([www.fao.org](http://www.fao.org))

## 2. Menghitung nilai $K_L$

Dengan menggunakan prinsip yang sama pada persamaan (3.1) dan (3.2), selanjutnya diperoleh:

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$K_L = \frac{2\Delta P}{\rho \bar{V}^2} \quad (3.5)$$

dimana:

- $\Delta p$  = perbedaan tekanan pada fitting, Pa
- $\rho$  = rapat jenis massa fluida,  $\text{kg/m}^3$
- $f$  = faktor gesekan
- $L$  = panjang pipa, m
- $D$  = diameter pipa, m
- $V$  = kecepatan aliran fluida, m/s



### 3. Analisis Head loss

Head loss total yang terjadi di dalam sistem perpipaan dapat ditentukan dari perjumlahan antara head loss mayor dan minor yang ada. Nilai ini nantinya juga akan digunakan untuk menentukan besarnya head pipeline yang dimiliki sistem perpipaan.

#### 3.1.4. Analisis Pompa

Analisis terhadap performa pompa dilakukan dengan mengacu pada karakteristik kerja. Beberapa parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah head dan efisiensi ( $\eta$ ).

##### 1. Head Pompa ( $H_p$ )

Perhitungan head pompa melibatkan tekanan suction dan tekanan discharge. Besarnya nilai tekanan ditentukan dengan pressure gauge. Berdasarkan persamaan 2.11, dengan nilai  $h_{l,T}$  diasumsikan tercakup dalam nilai selisih tekanan  $p_2 - p_1$  dan  $z_2 - z_1 = h_g$ , maka:

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + h_g \quad (3.6)$$

dimana:

$H_p$  = head pompa, m

$\bar{V}_2$  = kecepatan sisi discharge, m/det

$p_2$  = tekanan di sisi discharge, N/m<sup>2</sup>

$\bar{V}_1$  = kecepatan sisi suction, m/det

$p_1$  = tekanan di sisi suction, N/m<sup>2</sup>

$\gamma$  = berat jenis fluida, N/m<sup>3</sup>

=  $\rho g$

$h_g$  = selisih ketinggian pressure tap, m

##### 2. Menentukan kurva $Q - H$

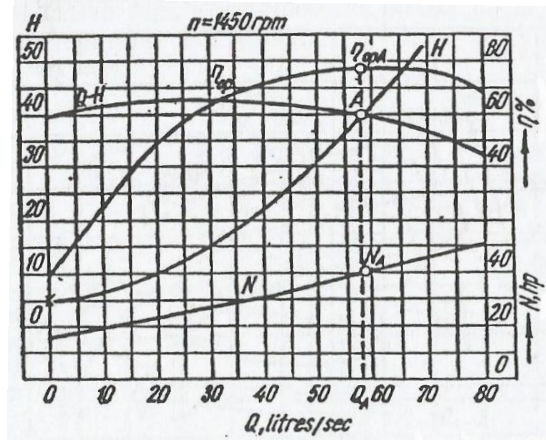
Perpotongan antara kurva  $Q-H$  dan head pipeline akan menghasilkan working point. Kurva  $Q-H$  dapat ditentukan dengan plot variasi nilai head pompa ( $H_p$ ) terhadap debit ( $Q$ ).



### 3. Efisiensi pompa ( $\eta_p$ )

Perhitungan efisiensi pompa dilakukan berdasarkan persamaan (2.15). Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan terhadap nilai daya hidrolik ( $WP$ ) dengan menggunakan persamaan (2.13) dan daya poros ( $BP$ ) dengan menggunakan persamaan (2.14).

Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Adapun grafik tersebut dimodelkan pada gambar 3.12.



**Gambar 3.12.** Grafik performa kerja pompa sentrifugal.  
(Khetagurov, 1966)

#### 3.1.5. Pengujian Kavitasasi pada Test Section

Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan dua obyek pengujian kavitasasi berbentuk airfoil seperti pada gambar 3.13. melalui pengujian ini akan diamati pengaruh adanya kavitasasi di dalam sistem perpipaan pada grafik karakteristik pompa, serta pengaruh variasi posisi peletakkan obyek pengujian kavitasasi terhadap grafik karakteristik pompa. adapun variasi bentuk yang digunakan pada pengujian ini adalah dengan menggunakan dua airfoil seperti yang terdapat pada gambar 3.13 serta dengan



menggunakan bentuk trapesium, dimana kedua bentuk tersebut divariasikan sudutnya menjadi dua variasi.



**Gambar 3.13.** Ruang Pengujian Kavitasi

### **3.2. Prosedur Penelitian**

#### **3.2.1. Panduan Pengambilan Data**

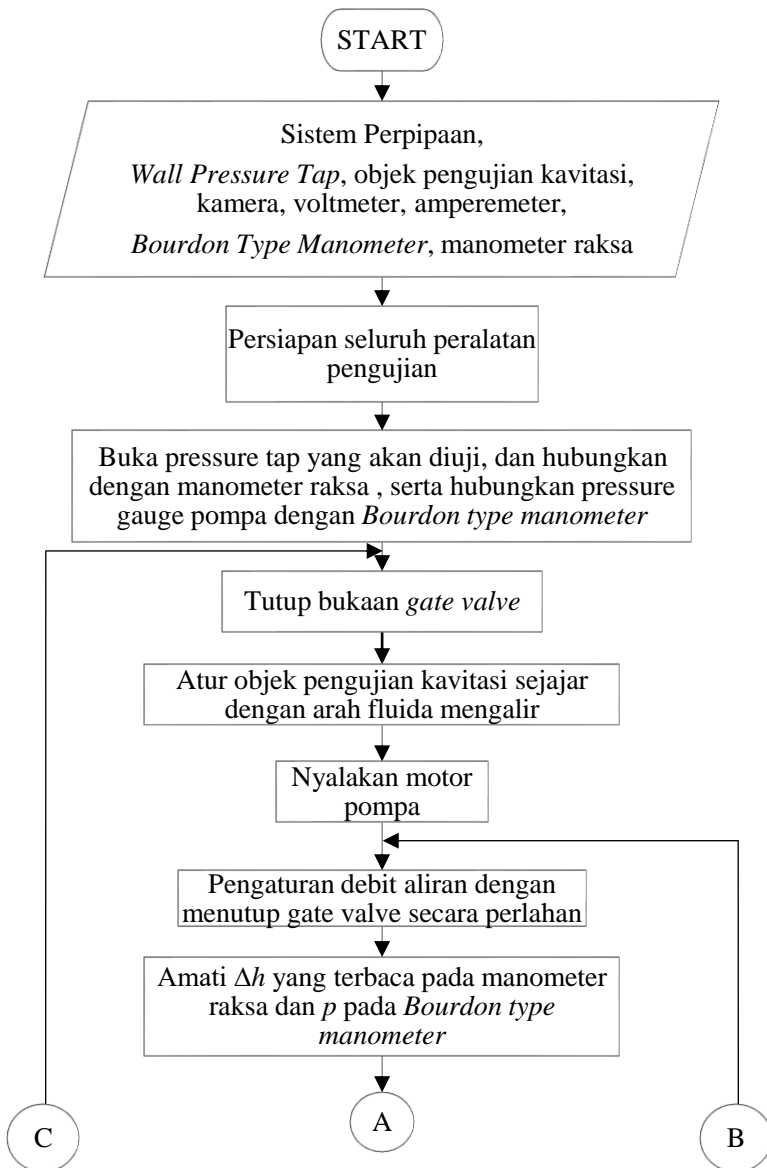
Penelitian terhadap instalasi perpipaan dengan permodelan fenomena kavitasi OGAWA SEIKI dilakukan dengan panduan sebagai berikut:

1. Pastikan lingkungan kerja bersih dan bebas dari genangan air
2. Pastikan valve pipa utama pada OGAWA SEIKI *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* berada dalam keadaan tertutup penuh.
3. Buka katup pressure tap yang ingin dilakukan pengukuran. Bila tidak, tutup katup pressure tap.
4. Tekan ON Switch untuk menyalakan motor.
5. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (ditandai dengan suara yang ditimbulkan oleh motor).

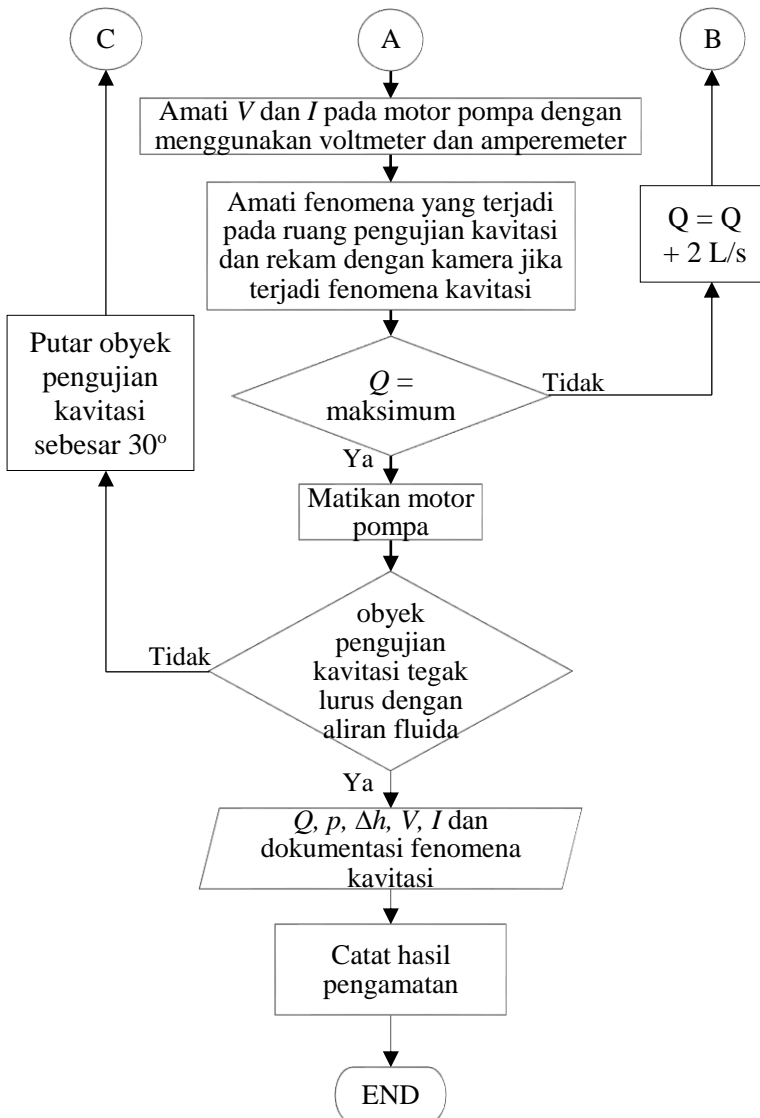


6. Amati fitting perpipaan. Bila terdapat joint atau komponen lain yang mengalami kebocoran signifikan, tekan tombol OFF Switch.
7. Perbaiki bagian yang mengalami kebocoran, lalu ulang kembali langkah 4.
8. Atur debit aliran dengan membuka/menutup discharge valve.
9. Lakukan pengamatan terhadap perbedaan tekanan antara kedua titik setelah menunggu satu menit hingga aliran pada kondisi *fully developed*.
10. Lakukan pengamatan terhadap besar voltase dan arus listrik yang mengalir dengan menggunakan *multitester voltmeter and ampermeter*.
11. Lakukan pengamatan pada ruang pengujian kavitas bila diperlukan.
12. Atur debit aliran dengan membuka bukaan valve secara perlahan, dan kembali lakukan langkah 9.
13. Matikan motor dan pasang obyek pengujian kavitas dengan beberapa variasi model benda uji serta posisi pemasangan obyek benda uji. Kemudian lakukan kembali langkah 2 hingga langkah 12.

Alur penelitian yang akan dilakukan dapat dilihat pada gambar 3.14.







**Gambar 3.14.** Flowchart Penelitian



---

## BAB IV

### HASIL EKSPERIMEN DAN ANALISA

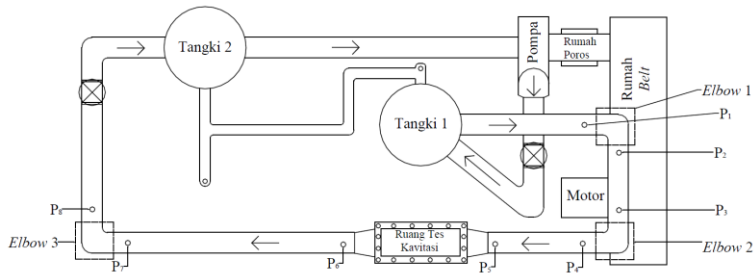
#### 4.1. Umum

*Ogawa Seiki Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* merupakan fasilitas pengujian kavitasi pada sistem perpipaan. Fasilitas ini sudah tidak dioperasikan dalam waktu yang sangat lama sehingga menyebabkan terjadinya korosi pada bagian dalam sistem perpipaan dan pompa. Analisa dilakukan guna mengetahui performa kerja dari fasilitas ini serta menjadi bahan evaluasi bagi penggunaan fasilitas ini di masa yang akan datang.

Analisa dilakukan terhadap *head loss* minor yang terjadi pada sistem perpipaan. Analisa terhadap *head loss* mayor tidak dilakukan dikarenakan panjang pipa lurus pada sistem perpipaan tidak memenuhi syarat untuk dilakukannya pengujian *head loss* mayor. Setelah itu, dilakukan analisa terhadap performa pompa yakni dengan menentukan grafik karakteristik kerja pompa tersebut. Dalam penelitian juga dilakukan analisa pengaruh beberapa model benda uji pada test section terhadap performa kerja pompa dan sistem perpipaan. Penelitian ini menggunakan tiga model dimana dua diantaranya divariasikan dua posisi peletakan model pada *test section*.

#### 4.2 Analisa Head Loss Minor

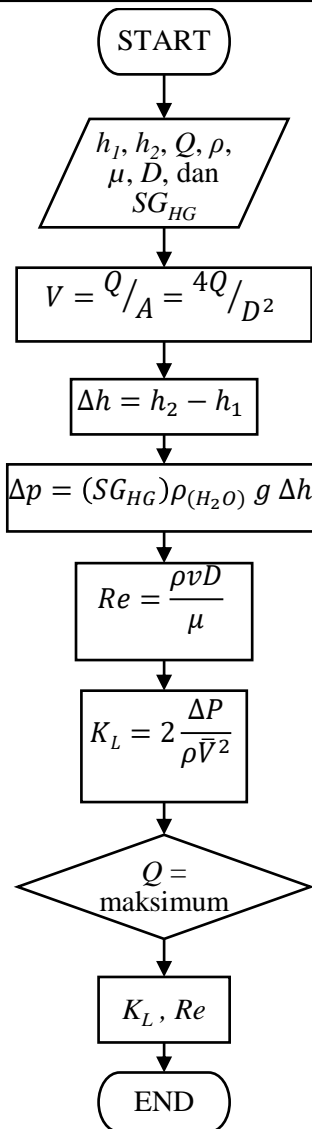
Analisa head loss minor dilakukan pada 3 buah elbow dan sebuah test section (ruang tes kavitasi). Komponen-komponen yang dianalisa pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 4.1. di dalam ruang tes diletakkan model yang dapat divariasikan baik bentuk model maupun posisi peletakan model.



**Gambar 4.1.** *Fittings pada Ogawa Seiki Cavitation phenomenon Experimental Equipment*

#### 4.2.1. Flowchart Analisa Head Loss Minor

Dalam analisa *head loss* minor, nilai koefisien *losses* ( $K_L$ ) merupakan parameter utama. Gambar 4.2 menunjukkan alur analisa terhadap *head loss* minor pada *fitting* yang ada.



**Gambar 4.2.** Flowchart Analisa head loss minor

---



#### 4.2.2. Contoh Perhitungan

Pada contoh perhitungan berikut, analisa dilakukan terhadap elbow 2 pada nilai debit  $Q = 174 \text{ L/min}$  ketika pengujian dilakukan dengan model pertama.

Sebelum dapat menentukan *head loss* minor, dilakukan perhitungan terhadap beberapa parameter penting.

#### Kecepatan fluida pada elbow 90°

Berdasarkan persamaan 2.2 dimana  $Q = V.A$ , maka nilai  $V$  dapat dihitung sebagai berikut:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(174 \text{ L/min})}{\pi (2 \text{ in})^2} \cdot \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,025)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right|$$

$$V = 1,48 \text{ m/s}$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit  $Q = 174 \text{ L/min}$ , diperoleh nilai pembacaan manometer raksa terhadap fitting sebagai berikut:

$$h_{\text{inlet}} : h_1 = 9 \text{ cm}$$

$$h_{\text{outlet}} : h_2 = 9,5 \text{ cm}$$

Pembacaan pada manometer raksa merepresentasikan perbedaan head antara bagian inlet dan bagian outlet pipa. Dengan demikian:

$$\Delta h = (h_2 - h_1)(\text{cm}) \left| \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right| = \frac{(9,5 - 9)}{100} \text{ m}$$

$$\Delta h = 0,005 \text{ m}$$

Dengan persamaan 3.1, selisih tekanan di sepanjang aliran fluida ( $\Delta p$ ) pada elbow 90° adalah:

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,005 \text{ m}$$

$$\Delta p = 665,08 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Berdasarkan persamaan 3.5, didapatkan bahwa nilai  $K_L$  pada elbow 90° adalah sebagai berikut:

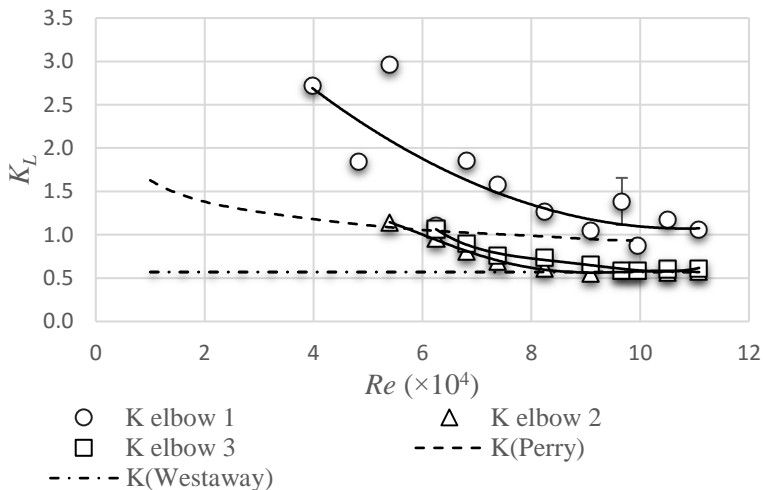


$$K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} = 2 \frac{665.08 \text{ N/m}^2}{997 \text{ kg/m}^3 \cdot (1.48 \text{ m/s})^2} = 0.61$$

### 4.2.3 Pembahasan

#### 4.2.3.1 Head Loss Minor pada Elbow 1 Dengan Bourdon Manometer

Dari penelitian ini, didapatkan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai  $K_L$  dari sistem perpipaan yang terdapat pada fitting berupa elbow 90° ( $K_L$ ) dengan menggunakan Bourdon type manometer sebagai alat pengukur perbedaan tekanan. Data kuantitatif ini dapat dilihat pada lampiran tabel A.5. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Gambar 4.3 menunjukkan grafik  $K_L$ - $Re$  dari elbow bersudut 90°.



**Gambar 4.3.** Grafik  $K_L$ - $Re$  pada Elbow

Gambar 4.3 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  elbow 1 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$



dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 1,4 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 3,98 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 2,72$ . Nilai  $K_L$  turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 2,2 \text{ L/s}$ , dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 6,25 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 1,1$ . Pada debit maksimal  $Q = 3,9 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 11,08 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 1,05$ . Nilai ketidakpastian didapat dari rasio skala terendah alat ukur terhadap angka yang ditunjukkan alat ukur ketika penelitian dilakukan. Pada gambar 4.3 juga dapat diamati bahwa pada  $Re = 9,66 \times 10^4$  di elbow 1 memiliki ketidakpastian sebesar 19%, dan nilai ketidakpastian tersebut akan semakin mengecil seiring dengan bertambahnya bilangan Reynolds.

Dalam menentukan nilai  $K_L$  digunakan persamaan (3.5), dimana

$$K_L = \frac{2\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$$

Berdasarkan persamaan tersebut, diketahui bahwa nilai  $K_L$  dipengaruhi perubahan  $\Delta P$  yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan ( $\bar{V}^2$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit ( $Q$ ). berdasarkan persamaan ( $Q = V.A$ ), dimana besar luas permukaan konstan ( $A$ ) menyatakan bahwa semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula nilai kecepatan. Meninjau pada persamaan  $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$ , besar bilangan Reynolds dipengaruhi oleh besar kecepatan,  $Re \propto V$  dan  $Re \propto Q$ . Berdasarkan persamaan

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Maka besar perbedaan tekanan antara dua pressure tape ( $\Delta P$ ) dipengaruhi oleh besar kuadrat kecepatan rata-rata ( $\bar{V}^2$ ), dimana nilai  $\Delta P$  akan semakin besar seiring dengan bertambahnya nilai  $\bar{V}^2$ . Alhasil, besar nilai  $K_L$  akan cenderung konstan dikarenakan besar koefisien Losses sebanding dengan besar perbedaan tekanan ( $\Delta P$ ) dibagi kuadrat kecepatan rata-rata ( $\bar{V}^2$ ),  $K_L \propto \frac{\Delta P}{\bar{V}^2}$ .



Pada prakteknya, besar  $K_L$  menurun dari 2,72 hingga 1,1 pada rentang  $Re = 40000 - 62500$ , namun akan cenderung konstan seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai  $K_L$  yang semakin landai, tepatnya pada  $Re = 6.25 \times 10^4$ . Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  pada  $Re = 6.25 \times 10^4$  hingga  $Re = 11.08 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 1.26$ .

#### **4.2.3.2 Head Loss Minor pada Elbow 90° Dengan Manometer U**

Dari penelitian ini, didapatkan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai  $K_L$  dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *elbow* 90° ( $K_L$ ) dengan menggunakan manometer U sebagai alat pengukur perbedaan tekanan. Data kuantitatif ini dapat dilihat pada lampiran tabel A.6. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ).

Gambar 4.3 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  elbow 2 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 1.4$  L/s, didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 3.98 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 2.10$ . Nilai  $K_L$  turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 1.9$  L/s, dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 5.39 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 1.14$ . Pada debit maksimal  $Q = 3.9$  L/s, didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 11.08 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 0.58$ . Nilai ketidakpastian pada  $Re = 9.09 \times 10^4$  di elbow 2 sebesar 12% dan akan semakin menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Karena kecilnya nilai ketidakpastian pada elbow 2 menyebabkan garis ketidakpastian tersebut tidak tampak, begitu pula pada elbow 3 yang tidak jauh berbeda dengan elbow 2. Pada gambar 4.3 juga menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  elbow 3 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang





mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 1.4 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 3.98 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 2.36$ . Nilai  $K_L$  turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 2,2 \text{ L/s}$ , dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 6.25 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 1.06$ . Pada debit maksimal  $Q = 3,9 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 11.08 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 0.61$ .

Pada prakteknya, besar  $K_L$  pada elbow 2 menurun dari 2.10 hingga 1.14 pada rentang  $Re = 40000 - 54000$ , namun akan cenderung konstan seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Sedangkan pada elbow 3 besar  $K_L$  menurun dari 2.36 hingga 1.06 pada rentang  $Re = 40000 - 62500$ , namun akan cenderung konstan seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai  $K_L$  yang semakin landai, tepatnya pada  $Re = 5.39 \times 10^4$  pada elbow 2 dan  $Re = 6.25 \times 10^4$ . Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  elbow 2 pada  $Re = 5.39 \times 10^4$  hingga  $Re = 11.08 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 0.71$ , sedangkan dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  elbow 3  $Re = 6.25 \times 10^4$  hingga  $Re = 11.08 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 0.72$ .

#### 4.2.3.3 Perbandingan *Head Loss* Minor pada *Elbow 1* , *Elbow 2* dan *Elbow 3*

Pada gambar 4.3 terlihat *trendline* grafik koefisien *losses* pada *elbow 1*, *elbow 2*, dan *elbow 3* serta garis bantu nilai koefisien *losses* referensi untuk *elbow 90°* berukuran 2 in yang diambil dari *Cameron Hydraulic Data* dan *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. Ketiga *elbow* tersebut memiliki perbedaan posisi peletakan *elbow* serta alat ukur untuk membaca perbedaan tekanan. *Elbow 1* dan *elbow 2* berada sebelum *test section*, sedangkan *elbow 3* berada setelah *test section*. Berdasarkan *Cameron Data Hydraulic* (Westaway,1984), besar koefisien *losses* untuk *elbow 90°* dengan ukuran 2 in bermaterial PVC adalah sebesar 0,57 untuk aliran yang telah berkembang penuh menjadi turbulen yang dapat



diamati pada *moody diagram*, yakni pada nilai  $Re \geq 10^4$ . Namun berdasarkan Perry's *Chemical Engineers' Handbook* (Perry dan Green, 1997), didapati koefisien *losses* untuk *elbow* 90° sebesar 0,75. Dengan mengalikan *Coefficient Factor* ( $C_{RE}$ ) yang dapat dilihat pada Perry's *Chemical Engineers' Handbook* sehingga didapatkan besar koefisien *losses* referensi seperti pada gambar 4.3. Elbow 2 dan elbow 3 memiliki *trendline* yang hampir berhimpit, serta besar rata-rata  $K_L$  tidak jauh berbeda yakni masing-masing sebesar 0,71 dan 0,72. Kedua *trendline* tersebut hampir berhimpitan dengan garis bantu nilai koefisien *losses* yang diambil dari *Cameron Data Hydraulic*. Hal ini menunjukkan bahwa tidak ada perbedaan *pressure drop* pada masing-masing *elbow* baik sebelum test section maupun setelah *test section*. Sedangkan *trendline* koefisien *losses elbow* 1 diatas *trendline* koefisien elbow 1 dan elbow 2 serta cukup jauh dengan garis bantu koefisien *losses* yang diambil dari *Cameron Hydraulic Data*. Sedangkan koefisien *losses* yang diperoleh dari referensi Perry lebih besar dibandingkan dengan koefisien *losses* dari Westaway, hal ini dikarenakan koefisien *losses* tersebut dikalikan dengan *coefficient factor*.

Nilai ketidakpastian didapat dari rasio skala terendah alat ukur terhadap angka yang ditunjukkan alat ukur ketika penelitian dilakukan. Pada gambar 4.3 juga dapat diamati bahwa pada  $Re = 9.66 \times 10^4$  di elbow 1 memiliki ketidakpastian sebesar 19%, dan didapati besar ketidakpastian tersebut seperti pada gambar . tetapi apabila diamati pada  $Re = 9.09 \times 10^4$  di elbow 2 memiliki ketidakpastian sebesar 12% namun tidak terlihat ketidakpastian tersebut pada gambar. Hal ini dikarenakan besar koefisien *losses* pada elbow 2 tidak sebesar pada elbow 1, meskipun ketidakpastian tersebut diteliti pada  $Re$  yang lebih rendah.

Dari Perbedaan ini terjadi dikarenakan kurang telitinya pembacaan perbedaan tekanan pada *elbow* 1 dengan menggunakan *Bourdon manometer*. Sulitnya pembacaan ini dikarenakan terlalu besarnya kapasitas tekanan manometer yang dapat dibaca yakni sebesar 60 psi, sedangkan tekanan maksimum pada pengambilan data yakni pada  $Q = 3,9$  L/s dengan  $P_1$  sebesar 11 psi dan  $P_2$  sebesar 10,7 psi.

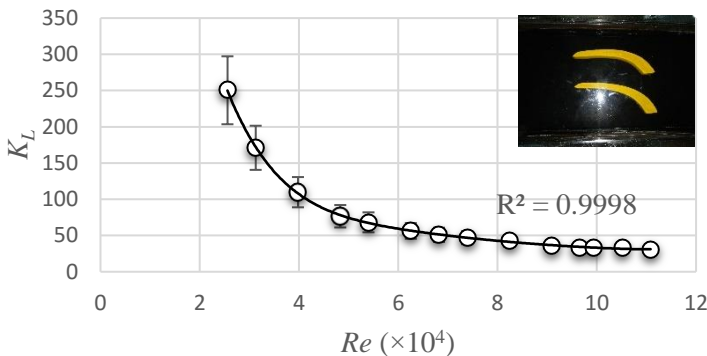


pembacaan dengan perbedaan tekanan 0,1 psi dapat merubah nilai Koefisien *losses* yang sangat besar, yakni diatas 0,6 dimana perbedaan koefisien tersebut juga dipengaruhi oleh besar bilangan Reynolds.

#### 4.2.3.4 Head Loss Minor pada Test Section Model 1

Penelitian ini dilakukan dengan beberapa variasi bentuk dan posisi peletakan model. Bentuk serta posisi peletakan model 1 dapat dilihat seperti pada gambar 4.4.

Data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai  $K_L$  dari sistem perpipaan yang terdapat pada *test section* ( $K_L$ ) dengan menggunakan manometer U sebagai alat pengukur perbedaan tekanan dapat dilihat pada lampiran tabel A.7. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Gambar 4.4 menunjukkan grafik  $K_L$ –  $Re$  dari *test section* dengan model 1.



**Gambar 4.4.** Grafik  $K_L$ - $Re$  pada *Test Section* Model 1

Gambar 4.4 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  *test section* model 1 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 0.9$  L/s, didapatkan



nilai bilangan Reynolds  $Re = 2.56 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 250.40$ . Nilai  $K_L$  turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 1.7$  L/s, dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 4.83 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 76.59$ . Pada debit maksimal  $Q = 3,9$  L/s, didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 11.08 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 30.80$ . Pada gambar juga terlihat nilai ketidakpastian ketika  $Re = 2.56 \times 10^4$  sebesar 25%. Persentase ketidakpastian tersebut semakin menurun hingga  $Re = 9.95 \times 10^4$  memiliki harga yang lebih kecil dari 10%.

Dalam menentukan nilai  $K_L$  digunakan persamaan (3.5), dimana

$$K_L = \frac{2\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$$

Berdasarkan persamaan tersebut, diketahui bahwa nilai  $K_L$  dipengaruhi perubahan  $\Delta P$  yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan ( $\bar{V}^2$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit ( $Q$ ). berdasarkan persamaan ( $Q = V.A$ ), dimana besar luas permukaan konstan ( $A$ ) menyatakan bahwa semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula nilai kecepatan. Meninjau pada persamaan  $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$ , besar bilangan Reynolds dipengaruhi oleh besar kecepatan,  $Re \propto V$  dan  $Re \propto Q$ . Berdasarkan persamaan

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Maka besar perbedaan tekanan antara dua pressure tape ( $\Delta P$ ) dipengaruhi oleh besar kuadrat kecepatan rata-rata ( $\bar{V}^2$ ), dimana nilai  $\Delta P$  akan semakin besar seiring dengan bertambahnya nilai  $\bar{V}^2$ . Alhasil, besar nilai  $K_L$  akan cenderung konstan dikarenakan besar koefisien Losses sebanding dengan besar perbedaan tekanan ( $\Delta P$ ) dibagi kuadrat kecepatan rata-rata ( $\bar{V}^2$ ),  $K_L \propto \frac{\Delta P}{\bar{V}^2}$ .

Pada prakteknya, besar  $K_L$  menurun dari 250.40 hingga 76.59 pada rentang  $Re = 25500 - 48000$ , namun akan cenderung konstan seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan

---

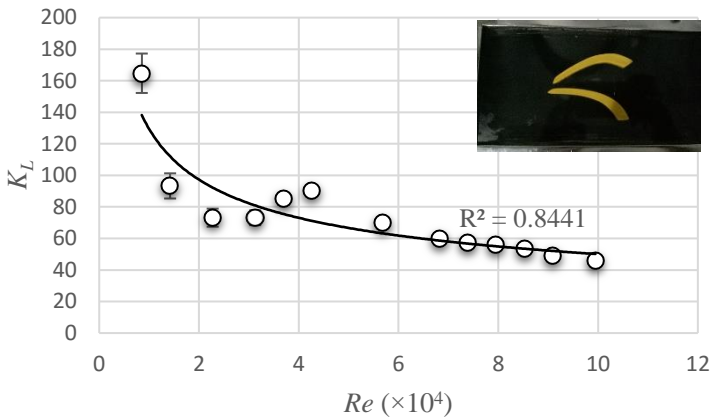


Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai  $K_L$  yang semakin landai, tepatnya pada  $Re = 4.83 \times 10^4$ . Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  pada  $Re = 4.83 \times 10^4$  hingga  $Re = 11.08 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 46.16$ . Percobaan pada model ini tidak terjadi separasi, sehingga tidak terjadi lonjakan besar koefisien *losses* ketika bilangan Reynolds bertambah hingga  $Re$  tertentu.

#### 4.2.3.5 Head Loss Minor pada Test Section Model 2

Pada penelitian kedua, benda pengganggu yang digunakan sama dengan benda pengganggu yang digunakan pada model 1, namun posisi airfoil bagian atas diputar beberapa derajat hingga luas penampang yang dapat dilalui aliran fluida semakin sempit. Posisi peletakkan tersebut dapat dilihat seperti pada gambar 4.5.

Dengan menggunakan manometer U sebagai alat pengukur perbedaan tekanan seperti yang dilakukan pada model 1, didapatkan data kuantitatif nilai koefisien *losses* ( $K_L$ ) pada *test section*. Hasil keseluruhan analisis tersebut dapat dilihat pada lampiran tabel A.8. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Gambar 4.5 menunjukkan grafik  $K_L$ –  $Re$  dari *test section* dengan model 2.



**Gambar 4.5.** Grafik  $K_L$ - $Re$  pada *Test Section Model 2*

Gambar 4.5 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  *test section* model 2 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 0.5 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 1.42 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 164.73$ . Nilai  $K_L$  turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 1.1 \text{ L/s}$ , dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 3.12 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 73.17$ . Pada debit maksimal  $Q = 3.7 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 10.52 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 45.57$ . Pada gambar juga terlihat nilai ketidakpastian ketika  $Re = 1.42 \times 10^4$  sebesar 12%. Persentase ketidakpastian tersebut semakin menurun hingga  $Re = 2.27 \times 10^4$  memiliki harga 8% dan akan semakin menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds.

Pada prakteknya, besar  $K_L$  menurun dari 164.73 hingga 73.17 pada rentang  $Re = 14000 - 31000$ , namun akan cenderung konstan seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai  $K_L$  yang semakin landai, tepatnya pada  $Re = 3.13 \times 10^4$ . Dengan



merata-ratakan nilai  $K_L$  pada  $Re = 3.13 \times 10^4$  hingga  $Re = 10.52 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 64.74$ . Percobaan pada model menunjukkan fenomena separasi pada saat debit 3,2 L/s, namun separasi yang terjadi sangat kecil sehingga tidak terlihat terjadi lonjakan nilai  $K_L$ . Fenomena separasi ini dapat dilihat pada gambar 4.6, dimana fenomena tersebut diambil pada nilai  $Re$  maksimal.

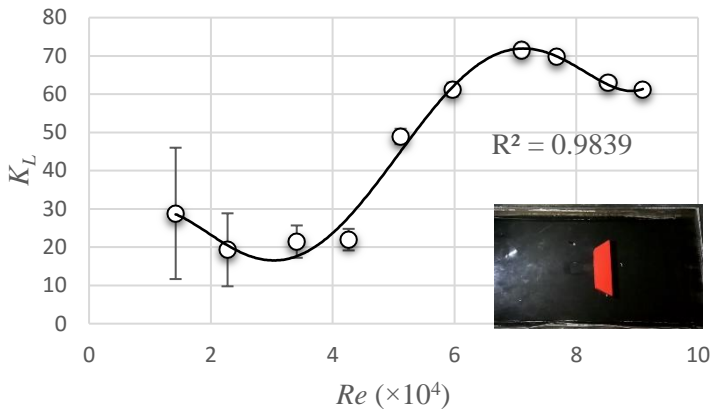


**Gambar 4.6.** Fenomena separasi pada model 2

#### **4.2.3.6 Head Loss Minor pada Test Section Model 3**

Pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan model pengganggu berbentuk trapesium. Untuk lebih jelasnya, bentuk serta posisi peletakan model 3 dapat dilihat seperti pada gambar 4.7.

Data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai  $K_L$  dari sistem perpipaan yang terdapat pada *test section* ( $K_L$ ) dengan menggunakan manometer U sebagai alat pengukur perbedaan tekanan dapat dilihat pada lampiran tabel A.9. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Gambar 4.7 menunjukkan grafik  $K_L$ –  $Re$  dari *test section* dengan model 3.



**Gambar 4.7.** Grafik  $K_L$ - $Re$  pada *Test Section* Model 3

Gambar 4.7 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  *test section* model 3 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 0.5 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 1.42 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 28.83$ . Nilai  $K_L$  cenderung konstan seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 1.5 \text{ L/s}$  dengan bilangan Reynolds  $Re = 4.26 \times 10^4$ , Namun setelah itu nilai  $K_L$  meningkat secara drastis hingga nilai debit  $Q = 2.1 \text{ L/s}$ , dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 5.97 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 61.17$ . Pada debit maksimal  $Q = 3.2 \text{ L/s}$ , didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 9.09 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 61.13$ . Pada gambar juga terlihat nilai ketidakpastian ketika  $Re = 1.42 \times 10^4$  sebesar 24%. Persentase ketidakpastian tersebut semakin menurun hingga  $Re = 2.27 \times 10^4$  memiliki harga 14% dan akan semakin menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds.

Grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.7 terlihat sangat berbeda dengan grafik-grafik sebelumnya yang cenderung selalu menurun. Besar  $K_L$  cenderung konstan pada rentang  $Re = 14000 - 42500$ , namun meningkat drastis pada rentang  $Re = 42500 - 60000$  yakni dari nilai  $K_L$  sebesar 21.96 menjadi 61.17, dan setelah itu





nilai  $K_L$  cenderung konstan seiring dengan bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada perubahan nilai  $K_L$  yang semakin kecil, tepatnya pada  $Re = 5.97 \times 10^4$ . Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  pada  $Re = 5.97 \times 10^4$  hingga  $Re = 9.09 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 65.29$ . Percobaan pada model 3 mulai menunjukkan fenomena separasi pada saat debit 1,8 L/s, dan fenomena tersebut semakin terlihat seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Apabila diamati, nilai  $K_L$  meningkat drastis ketika fenomena separasi mulai muncul. Fenomena separasi ini dapat dilihat pada gambar 4.8, dimana fenomena tersebut diambil pada nilai  $Re$  maksimal.



**Gambar 4.8.** Fenomena separasi pada model 3

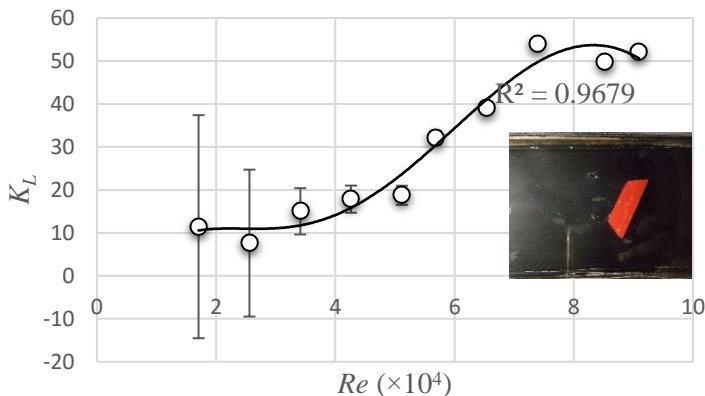
#### **4.2.3.8 Head Loss Minor pada Test Section Model 4**

Penelitian keempat dilakukan dengan menggunakan model yang sama seperti dengan model 3, namun model pengganggu diletakkan dengan posisi yang berbeda. Bentuk serta posisi peletakan model 4 dapat dilihat seperti pada gambar 4.9.

Data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai  $K_L$  dari sistem perpipaan yang terdapat pada *test section* ( $K_L$ ) dengan menggunakan manometer U sebagai alat pengukur perbedaan



tekanan dapat dilihat pada tabel A.10. Setelah diketahui data berupa nilai  $K_L$ , nilai  $K_L$  dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan  $K_L$  dan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Gambar 4.9 menunjukkan grafik  $K_L$ –  $Re$  dari *test section* dengan model 4.



**Gambar 4.9.** Grafik  $K_L$ - $Re$  pada *Test Section* Model 4

Gambar 4.9 menunjukkan distribusi nilai  $K_L$  *test section* model 4 terhadap nilai bilangan Reynolds ( $Re$ ). Variasi terhadap nilai  $Re$  dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit  $Q = 0.6$  L/s, didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 1.71 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 11.44$ . Nilai  $K_L$  cenderung konstan seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit  $Q = 1.8$  L/s dengan bilangan Reynolds  $Re = 5.12 \times 10^4$ , Namun setelah itu nilai  $K_L$  meningkat secara drastis hingga nilai debit  $Q = 2.6$  L/s, dimana nilai bilangan Reynolds  $Re = 7.39 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 54.07$ . Pada debit maksimal  $Q = 3.2$  L/s, didapatkan nilai bilangan Reynolds  $Re = 9.09 \times 10^4$  dan nilai  $K_L = 52.18$ . Pada gambar juga terlihat nilai ketidakpastian ketika  $Re = 1.71 \times 10^4$  sebesar 33%. Persentase ketidakpastian tersebut



semakin menurun hingga  $Re = 3.41 \times 10^4$  memiliki harga 9% dan akan semakin menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds.

Grafik yang ditunjukkan oleh gambar 4.9 sepiantas terlihat seperti grafik yang ditunjukkan dengan menggunakan pengganggu model 3 pada gambar 4.7. Besar  $K_L$  cenderung konstan pada rentang  $Re = 17000 - 51000$ , namun meningkat drastis pada rentang  $Re = 51000 - 74000$  yakni dari nilai  $K_L$  18.75 menjadi 54.07, dan setelah itu nilai  $K_L$  cenderung konstan seiring dengan bertambahnya bilangan Reynolds. Melalui pengujian ini, nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada perubahan nilai  $K_L$  yang semakin kecil, tepatnya pada  $Re = 7.39 \times 10^4$ . Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  pada  $Re = 7.39 \times 10^4$  hingga  $Re = 9.09 \times 10^4$  didapatkan bahwa nilai  $K_L = 52.00$ . Percobaan pada model 4 mulai menunjukkan fenomena separasi pada saat debit 2 L/s, dan fenomena tersebut semakin terlihat seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Apabila diamati, nilai  $K_L$  meningkat drastis ketika fenomena separasi mulai muncul, sama halnya seperti yang terjadi pada pengujian terhadap model 3. Fenomena separasi ini dapat dilihat pada gambar 4.10, dimana fenomena tersebut diambil pada nilai  $Re$  maksimal.



**Gambar 4.10.** Fenomena separasi pada model 4



### 4.3. Analisa Performa Pompa

#### 4.3.1. Perhitungan Head Pompa

Dalam contoh ini, perhitungan dilakukan pada nilai debit  $Q = 2.6 \text{ L/s}$  dengan menggunakan model 1. Persamaan 3.6 digunakan untuk dapat menentukan nilai *head* dari pompa.

**Perhitungan  $\bar{V}_{dis}$  dan  $\bar{V}_{suc}$ :** dengan persamaan kontinuitas,

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Dimana  $D_{dis} = 0,0762 \text{ m}$   $D_{suc} = 0,0508 \text{ m}$

sehingga,

$$\begin{aligned} V_{dis} &= \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(2,6 \text{ L/s})}{\pi (0,0762 \text{ m})^2} = \frac{4(2,6 \text{ L/s})}{\pi (0,0762 \text{ m})^2} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right| \\ &= 0,57 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{suc} &= \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4\left(\frac{2,6 \text{ L}}{\text{s}}\right)}{\pi (0,0508 \text{ m})^2} = \frac{4\left(\frac{2,6 \text{ L}}{\text{s}}\right)}{\pi (0,0508 \text{ m})^2} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right| \\ &= 1,28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Perhitungan Head pompa ( $H_p$ ):

Pada nilai debit  $Q = 2,6 \text{ L/s}$ , diketahui:

$$P_{dis} = 14 \text{ psi} = 96526,64 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2} \qquad \bar{V}_{dis} = 0,57 \text{ m/s}$$

$$h_g = 0,12 \text{ m} \qquad P_{suc} = -7 \text{ cmhg} = -9332,58 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$$

$$\bar{V}_{dis} = 0,57 \text{ m/s}$$

berdasarkan persamaan 3.6, diperoleh

$$H_p = \frac{[96526,64 - (-9332,58)] \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{[0,57 - 1,28] \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,12 \text{ m}$$

$$H_p = 10,91 \text{ m}$$



Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimal hingga maksimal dengan menggunakan model 1 tertera pada lampiran tabel A.11.

#### 4.3.2. Perhitungan Daya Pompa

Perhitungan terhadap daya pompa berkaitan dengan efisiensi pompa yang melibatkan daya hidrolik ( $W_P$ ) dan daya poros ( $B_P$ ). Perhitungan terhadap daya pompa meliputi:

##### Menghitung nilai $W_P$ :

Perhitungan terhadap nilai  $W_P$  menggunakan persamaan 2.13. Untuk debit  $Q = 2,6 \text{ L/s}$  dengan menggunakan model 1, diketahui  $H_p = 9,64 \text{ m}$ . Dengan demikian:

$$W_P = 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,6 \frac{\text{L}}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right| \cdot 9,64 \text{ m}$$

$$W_P = 245.09 \text{ Watt}$$

##### Menghitung nilai $B_P$ :

Berdasarkan persamaan 2.14,

$$B_P = \eta E_P = \eta (V \cdot I \cdot \cos \varphi)$$

Untuk menentukan nilai  $B_P$ , nilai efisiensi motor ( $\eta$ ) perlu diketahui. Nilai efisiensi motor adalah sama dengan (U.S. DOE):

$$\eta = \frac{P_r \times \text{Load}}{E_P}$$

dimana:

$P_r$  = daya motor pada name plate = 3.7 kW

$E_P$  = electrical power

$\text{Load}$  = output persentase nilai daya =  $\frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r}$

$I_r$  = arus listrik pada name plate = 7,6 amp.

$V_r$  = tegangan listrik pada name plate = 380 volt



Berdasarkan persamaan 2.14 dan persamaan efisiensi motor diatas, maka:

$$B_p = \frac{P_r \times Load}{E_p} E_p = P_r \left( \frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r} \right)$$

dimana, pada  $Q = 2,6 \text{ L/s}$ :

$$I = 4,9 \text{ amp.}; \text{ dan } V = 380 \text{ volt}$$

sehingga,

$$B_p = 3,7 \times 10^3 \text{ watt} \left( \frac{4,9}{7,6} \times \frac{380}{380} \right) = 2385.53 \text{ watt}$$

### **Menghitung efisiensi pompa ( $\eta_p$ ):**

Berdasarkan nilai  $W_p$  dan  $B_p$  di atas, efisiensi pompa adalah:

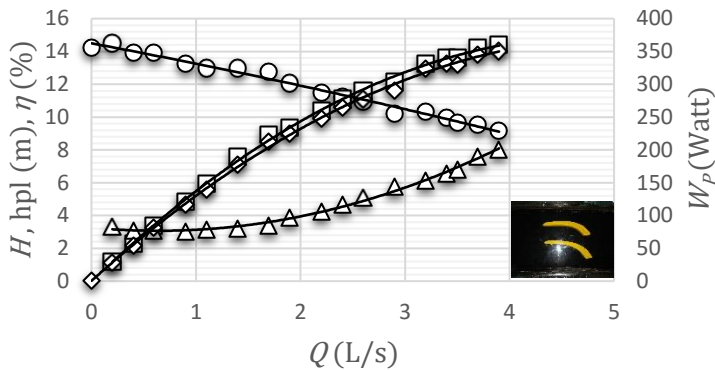
$$\eta_p = \frac{245.09 \text{ Watt}}{2385.53 \text{ watt}} \times 100\% = 10.27\%$$

Nilai daya pompa beserta efisiensi dari debit minimal hingga debit maksimal dengan menggunakan model 1 tertera pada lampiran tabel A.12.

### **4.3.3. Grafik Karakteristik Kerja Pompa**

#### **4.3.3.1. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 1**

Gambar 4.11 menunjukkan performa kerja dari pompa sentrifugal *single stage* yang digunakan dalam pengujian ini. Gambar 4.11 menampilkan empat kurva, dimana keempat kurva tersebut terdiri atas kurva  $H_p$ , kurva efisiensi pompa, kurva head pipeline dan kurva daya motor. Pada gambar tidak terlihat titik kerja (*working point*) dari pompa tersebut, dikarenakan tidak terdapatnya perpotongan antara kurva  $H_p$  dengan kurva head pipeline.



○Hp   □efisiensi ( $\eta_p$ )   △hpl   ◇Daya Hidrolik ( $W_p$ )

**Gambar 4.11.** Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 1.

Pada pengujian ini, pengukuran terhadap head pompa dilakukan pada nilai debit  $Q = 0$  L/s hingga debit  $Q = 3,9$  L/s. Berdasarkan pengujian dengan menggunakan manometer pressure gauge di bagian suction dan discharge pompa dihasilkan head pompa terbesar adalah  $H_p = 14.22$  m. Sementara itu, head pompa terendah didapatkan pada nilai debit  $Q = 3,9$  L/s, dimana head pompa  $H_p = 9.18$  m. Kecenderungan nilai dari head yang dimiliki pompa adalah mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya debit fluida yang dialirkan.

Kurva efisiensi pompa menunjukkan nilai efisiensi minimal yang dimiliki pompa adalah sebesar 0% pada  $Q = 0$  L/s, sedangkan efisiensi maksimal dicapai pada  $Q = 3,9$  L/s sebesar 14,43%. Nilai efisiensi didapatkan lewat persamaan  $\eta_p = \frac{W_p}{B_p}$ . Berdasarkan gambar 4.11, terlihat bahwa nilai efisiensi cenderung naik. Namun kenaikan tersebut semakin landai seiring pertambahan nilai debit, hingga akhirnya mencapai nilai maksimal pada  $Q = 3,9$  L/s. Hal ini dikarenakan adanya peningkatan nilai arus listrik seiring pertambahan debit aliran seperti yang



ditunjukkan oleh tabel 4.8. Oleh karena  $E_p = VI \cos \phi$ , dan  $B_p = \eta E_p$ , maka dapat disimpulkan bahwa  $B_p \propto E_p$ , dan karena  $E_p \propto I$ , maka  $B_p \propto I$ . Semakin besarnya nilai arus akan memperkecil kenaikan nilai efisiensi pompa yang berbanding lurus dengan head pompa  $\eta_p \propto H_p$ . Alhasil, pada nilai debit tertentu, kenaikan nilai  $B_p$  akan relatif lebih besar dibanding  $W_p$ , sehingga efisiensi pompa menjadi turun.

Kurva *head pipeline* didapatkan dari operasi penjumlahan *head loss* total yang terjadi pada pipeline. *Head loss* total yang dimaksud adalah *head loss* mayor dan *head loss* minor yang terjadi di sepanjang aliran di dalam pipa. *Head loss* mayor yang dimiliki pipeline ditentukan melalui persamaan (3.2), dimana besar *wall roughness* pada PVC adalah sebesar  $e = 0,0000015$ . *Head loss* minor yang terdapat pada sistem perpipaan ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.2), dimana nilai  $K$  telah didapat dari hasil eksperimen.

Eksperimen ini melibatkan 3 buah *fitting elbow* serta *test section* yang dianalisa nilai koefisien *losses*-nya. Berdasarkan pembacaan manometer, *head loss* minor dapat dihitung dengan persamaan  $h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g}$ . Namun, dalam sistem ini terdapat beberapa *fitting* yang tidak dapat dianalisis nilai *coefficient of losses*-nya, sehingga digunakan referensi untuk menentukan nilai *coefficient of losses* yang dimiliki *fitting*. Nilai *coefficient of losses* standar yang terdapat dalam sistem ini dapat diamati pada tabel 4.9.





**Tabel 4.1.** Nilai *coefficient of losses* ( $K_L$ ) pada Ogawa Seiki *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* untuk  $Re \geq 10^4$  (Westaway dan Loomis, 1984)

<i>Fittings</i>	Ket	$K$	Jumlah	Total
<i>Thru Branch Tee</i>	D = 2 inch	1,14	2	2,28
<i>Standard Elbow 90°</i>	D = 2 inch	0,57	3	1,71
<i>Standard Elbow 90°</i>	D = 3 inch	0,54	1	0,54
<i>Sudden Contraction</i>	Area Ratio = 2/3	0,1	1	0,1
<i>Gate Valve</i>	Fully Open	0,15	2	0,3
$K_{Total}$				4,93

$$K_{entrance} = 0,78$$

$$K_{exit} = 1$$

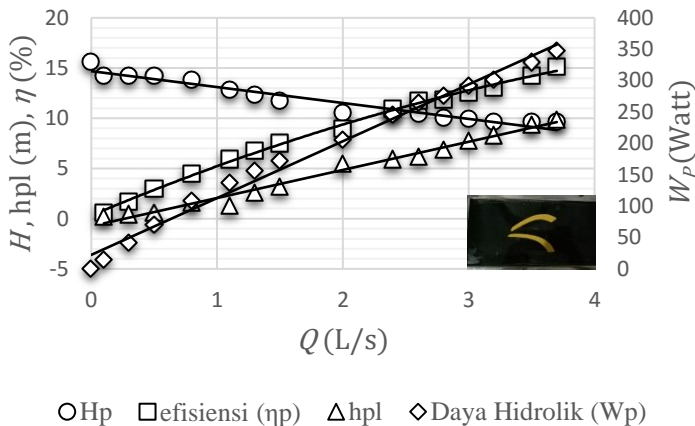
Selanjutnya, *head loss* minor yang terjadi pada *fitting* tersebut dapat dihitung dengan persamaan  $h_{Lm} = \sum K \cdot \frac{V^2}{2g}$ . Dengan operasi tersebut, didapatkan kurva *head pipeline* seperti yang terlihat pada gambar 4.11.

#### 4.3.3.2. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 2

Pada penelitian kedua dengan menggunakan pengganggu model 1 namun bagian atas diputar beberapa derajat, menghasilkan grafik performa kerja pompa seperti pada gambar 4.12. Gambar 4.12 menampilkan empat kurva, dimana keempat kurva tersebut terdiri atas kurva  $H_p$ , kurva efisiensi pompa, kurva *head pipeline* dan kurva daya motor. Tidak seperti grafik kerja pompa model 1, pada gambar 4.12 menunjukkan titik kerja (*working point*) dari pompa tersebut. Titik kerja (*working point*) didapatkan melalui perpotongan antara kurva  $H_p$  yang dimiliki pompa dengan tahanan sistem perpipaan yang disebut sebagai *head pipeline*. Pada nilai debit yang sama, perpotongan antara kurva  $H_p$  dengan *head pipeline* akan menghasilkan nilai efisiensi terhadap kurva efisiensi kerja pompa. Nilai efisiensi yang didapatkan dari hasil



perpotongan pada nilai debit yang sama itu disebut juga *Best Efficiency Point* (BEP).



**Gambar 4.12.** Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 2

Pada pengujian ini, pengukuran terhadap head pompa dilakukan pada nilai debit  $Q = 0$  L/s hingga debit  $Q = 3,7$  L/s. Berdasarkan pengujian dengan menggunakan manometer pressure gauge di bagian suction dan discharge pompa dihasilkan head pompa terbesar adalah  $H_p = 15,63$  m. Sementara itu, head pompa terendah didapatkan pada nilai debit  $Q = 3,7$  L/s, dimana head pompa  $H_p = 9,62$  m. Kecenderungan nilai dari head yang dimiliki pompa adalah mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya debit fluida yang dialirkan.

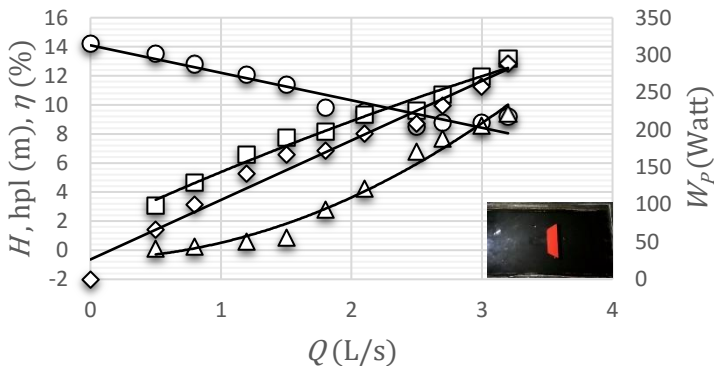
Berdasarkan gambar 4.12, diketahui bahwa untuk aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline*, titik kerja yang dimiliki pompa berada pada nilai debit  $Q = 3,5$  L/s, dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar  $H = 9,62$  m dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai  $\eta_p = 14,24$  %. Jika dibandingkan dengan grafik model 1 pada gambar 4.11,



instalasi model 2 memiliki debit maksimal yang lebih kecil, yakni  $Q = 3,7 \text{ L/s}$ .

#### 4.3.3.3. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 3

Pengujian selanjutnya digunakan pengganggu berbentuk trapesium yang dipasang sedemikian rupa sehingga aliran fluida menabrak langsung sisi terluas trapesium. Dari pengujian ini didapatkan grafik performa kerja pompa seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.13. seperti halnya grafik kerja pompa model 2, pada model 3 pun menghasilkan empat buah kurva serta menunjukkan titik kerja (*working point*) dari pompa tersebut.



○Hp    △hpl    □efisiensi ( $\eta$ )    ◇Daya Hidrolik ( $W_p$ )

**Gambar 4.13.** Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 3.

Pada pengujian ini, pengukuran terhadap head pompa dilakukan pada nilai debit  $Q = 0 \text{ L/s}$  hingga debit  $Q = 3,2 \text{ L/s}$ . Berdasarkan pengujian dengan menggunakan manometer pressure gauge di bagian suction dan discharge pompa dihasilkan head pompa terbesar adalah  $H_p = 14,22 \text{ m}$ . Sementara itu, head pompa terendah didapatkan pada nilai debit  $Q = 2,5 \text{ L/s}$ , dimana head pompa  $H_p = 8,5 \text{ m}$ . Kecenderungan nilai dari head yang dimiliki

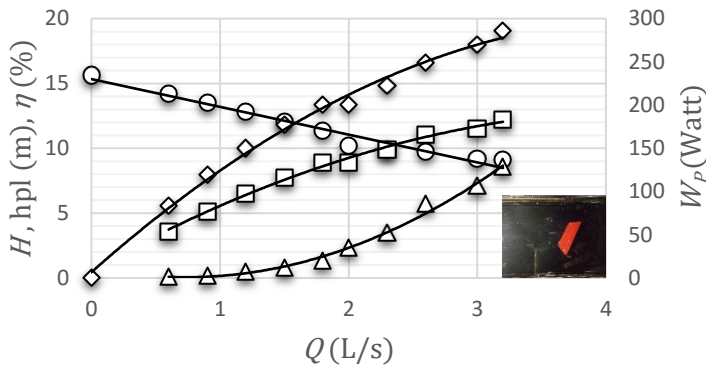


pompa adalah mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya debit fluida yang dialirkan.

Berdasarkan gambar 4.13, diketahui bahwa untuk aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline*, titik kerja yang dimiliki pompa berada pada nilai debit  $Q = 3 \text{ L/s}$ , dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar  $H = 8,79 \text{ m}$  dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai  $\eta_p = 11,93 \%$ . Jika dibandingkan dengan grafik model 1 pada gambar 4.11 serta dengan grafik model 2 pada gambar 4.12, instalasi model 3 memiliki debit maksimal yang lebih kecil, yakni  $Q = 3,2 \text{ L/s}$ .

#### **4.3.3.4. Grafik Karakteristik Kerja Pompa Model 4**

Selain memberikan fenomena separasi yang berbeda, pengujian menggunakan pengganggu model 3 namun diberi sudut yang berbeda ini juga memberikan grafik performa kerja pompa yang berbeda pula. Grafik tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.14 . seperti halnya Grafik pada model 2 dan 3, grafik ini juga menunjukkan empat kurva dan titik kerja pompa melalui perpotongan antara grafik *Head* pompa ( $H_p$ ) serta *head pipeline* ( $h_{pl}$ ).



○Hp    □efisiensi (ηp)    △hpl    ◇Daya Hidrolik (Wp)

**Gambar 4.14.** Grafik karakteristik kerja pompa dengan menggunakan pengganggu model 4

Pada pengujian ini, pengukuran terhadap head pompa dilakukan pada nilai debit  $Q = 0$  L/s hingga debit  $Q = 3,2$  L/s. Berdasarkan pengujian dengan menggunakan manometer pressure gauge di bagian suction dan discharge pompa dihasilkan head pompa terbesar adalah  $H_p = 15,63$  m. Sementara itu, head pompa terendah didapatkan pada nilai debit  $Q = 3,2$  L/s, dimana head pompa  $H_p = 9,12$  m. Kecenderungan nilai dari head yang dimiliki pompa adalah mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya debit fluida yang dialirkan.




Berdasarkan gambar 4.14, diketahui bahwa untuk aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline*, titik kerja yang dimiliki pompa berada pada nilai debit  $Q = 3,2$  L/s, dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar  $H = 9,12$  m dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai  $\eta_p = 12,19$  %. Jika dibandingkan dengan grafik model 1 pada gambar 4.11 serta dengan grafik model 2 pada gambar 4.12, instalasi model 4 memiliki debit maksimal yang lebih kecil, yakni  $Q = 3,2$  L/s. namun grafik ini memiliki debit maksimal yang sama dengan



grafik kerja pompa model 3 pada gambar 4.13. pada gambar 4.14 juga terlihat bahwa grafik ini memiliki titik kerja berbeda bila dibandingkan dengan grafik kerja pompa model 3. Hal ini disebabkan besar *hpl* dengan menggunakan model 4 lebih kecil bila dibandingkan dengan besar *hpl* pada model 3.

Untuk memudahkan pengamatan perbedaan hasil pengujian pada masing-masing model dapat dilihat pada tabel 4.2.

**Tabel 4.2.** Perbandingan hasil pengujian pada masing-masing model

Model	Kondisi Separasi	Ilustrasi	Debit Maksimal (L/s)	Debit Titik Kerja Pompa (L/s)
1	Tidak tampak	-	3.9	-
2	Tampak sedikit pada bagian atas		3.7	3.5
3	Tampak besar pada bagian belakang		3.2	3
4	Tampak sedikit pada bagian bawah		3.2	3.2



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan.

Dari penelitian yang sudah dilakukan terhadap fasilitas Ogawa Seiki *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* dapat ditarik beberapa kesimpulan antara lain:

1. Nilai koefisien *losses* dari *fitting elbow*  $90^\circ$  akan semakin turun seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds. Trendline penurunan ini semakin lama akan semakin kecil hingga mencapai sebuah nilai yang konstan.
2. Benda uji model 1 memiliki nilai koefisien *losses* terendah, yakni  $\bar{K} = 46,16$  pada rentang  $Re = 4.83 \times 10^4$  hingga  $Re = 11.08 \times 10^4$ , sedangkan nilai koefisien *losses* terbesar dimiliki oleh benda uji model 3, yakni  $\bar{K} = 65,29$  pada rentang  $Re = 5.97 \times 10^4$  hingga  $Re = 9.09 \times 10^4$ .
3. Benda uji model 1 tidak menunjukkan separasi ketika diamati. Sedangkan benda uji model 2 menunjukkan separasi kecil pada beberapa bagian. Benda uji model 3 menunjukkan separasi yang besar. Dan benda uji model 4 juga menunjukkan separasi yang cukup besar tetapi tidak lebih besar dari yang dihasilkan benda uji model 3.
4. Efisiensi pompa maksimal yang bisa dicapai bernilai 15,13% pada  $Q = 3.7$  L/s, yakni pada debit 94.8% dari debit maksimal. Nilai ini sangat jauh dibandingkan efisiensi pompa pada umumnya dimana dapat mencapai 60%. Namun, untuk keperluan praktikum, pompa masih layak pakai karena mampu mendistribusikan air di sepanjang sistem perpipaan pada fasilitas Ogawa Seiki *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment*.

#### 5.2. Saran

Berdasarkan hasil pengujian di lapangan dan hasil eksperimen yang didapatkan, terdapat beberapa saran yang dapat





diajukan guna memperbaiki hasil pengujian ini di waktu yang akan datang. Adapun saran-saran tersebut adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan peremajaan terhadap sistem perpipaan. Hal ini dikarenakan kondisi pipa yang sudah sangat tua sehingga mempengaruhi kekasaran yang dimiliki pipa.
2. Fasilitas pengukuran tekanan yang baik, akan memberikan hasil pengukuran yang lebih akurat pula. Salah satunya dengan menggunakan *Bourdon Type Manometer* berisikan *liquid* peredam.
3. Untuk pengukuran *losses* tidak disarankan menggunakan *Bourdon type* manometer dengan skala kapasitas pengukuran yang besar oleh manometer, Karena sulitnya pembacaan perbedaan tekanan. Disarankan untuk menggunakan manometer U fluida raksa atau dengan menggunakan manometer yang diberikan udara bertekanan tertentu.
4. Perlu dilakukan peninjauan lebih lanjut mengenai kebocoran-kebocoran yang mungkin terjadi pada *flange* dan *fittings* sehingga dapat diminimalkan.
5. Perlu dilakukan analisa lebih lanjut terhadap performa pompa, termasuk analisa terhadap kondisi sudu.
6. Bagian dalam pompa dan acrylic pada bagian pompa perlu dibersihkan sehingga dapat digunakan untuk pengamatan kavitasi yang terjadi pada sudu pompa.
7. Kebersihan air yang digunakan dalam penggunaan fasilitas Ogawa Seiki *Cavitation Phenomenon Experimental Equipment* perlu diperhatikan. Hal ini penting guna meminimalisasi dampak dari pengotor terhadap *head loss* yang terjadi sehingga peralatan perlu dibersihkan secara periodik minimal 2 bulan sekali.
8. Perlu dilakukannya pembersihan bagian dalam tangki, karena disinyalir terjadinya korosi pada bagian dalam tangki yang sudah cukup lama tidak dirawat. Dan jangan biarkan air terlalu lama berada di dalam sistem.



9. Perlu dilakukannya *maintenance* pada *cavitation pump* (pompa kedua) yang sudah tidak dapat digunakan.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



---

**DAFTAR PUSTAKA**

- ABW Plastics. "Durapipe Pipe & Fittings". 1 September 2016.  
<<http://www.abwplastics.co.uk/durapipe-pipe--fittings-137-c.asp>>.
- Arif, Danang. 2010. "**Simulasi Kavitasi Pada Kontrol Valve**". Surabaya: ITS
- FAO. 1986. Water Lifting Devices. Rome, Italy: Food and Agriculture Organization of the United Nations. 8 September 2016.  
<<http://www.fao.org/docrep/010/ah810e/ah810e00.htm>>.
- Fox, Robert. W., McDonald, Alan. T., Pritchard, Philip. J. 2011. "**Introduction to Fluid Mechanics 8<sup>th</sup> Edition**". New Jersey: John Wiley & Sons. Inc.
- Idel'chik, I.E. 1966. "**Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction**". Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations Ltd.
- JD Controls. Manufacturer & Exporter of Industrial Valves. <Manufacturer & Exporter of Industrial Valves>. 1 September 2016. <<http://www.jdvalves.com>>
- Jumari Hidayat. 2009. "**Studi Eksperimental Fenomena Kavitasi Pada Impeller Pompa Sentrifugal Dengan Fluida Kerja Air Tawar**". Surabaya: ITS.
- Khetagurov, M. 1966. "**Marine Auxiliary Machinery and Systems**". Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein. Moscow: Peace Publishers.
- Larock, Bruce. E., Jeppson, Roland. W., Watters, Gary. Z. 1999. "**Hydraulics of Pipeline Systems**". Florida: CRC Press.
- Miller, R.W. 1996. "**Flow Measurement Engineering Handbook 3<sup>rd</sup> Edition**". New York: McGraw-Hill.
- New Energy Times. "United States Department of Energy (US DOE) Cold Fusion Review 2004". 1 September 2016.<<http://newenergytimes.com/v2/government/DOE/DOE.shtml>>.



- Perry H. Robert, Don W. Green. 1997. “**Perry’s Chemical Engineers’ Handbook 7<sup>th</sup> Edition**”. New York: McGraw-Hill.
- TU Delft Open Course Ware. Cavitation on Ship Propellers. 3 September 2016.  
<<https://ocw.tudelft.nl/courses/cavitation-ship-propellers>>.
- Westaway, C.R dan Loomis, A.W. 1984. “**Cameron Hydraulic Data**”. New Jersey: Ingersoll-Rand Company.



LAMPIRAN

Tabel A.1. Hasil Pengambilan Data Model 1

Kapasitas Aliran (L/s)	Pressure Discharge (psi)	Pressure Suction (mmHg)	P <sub>1</sub> (psi)	P <sub>2</sub> (psi)	P <sub>3</sub> - P <sub>4</sub> (cm)	P <sub>5</sub> - P <sub>6</sub> (cm)	P <sub>7</sub> - P <sub>8</sub> (cm)	Voltage (V)	Arus Listrik (A)
0	20	0	0	0	0	0	0	384	4.9
0.2	20	-2	5	4	0.3	18.9	0.2	383	4.9
0.4	19	-3	5.5	5	0.35	19.3	0.3	383	4.9
0.6	19	-3	5.7	5.3	0.35	19.5	0.4	383	4.9
0.9	18	-3.5	5.9	5.7	0.35	19.7	0.5	382	4.9
1.1	17.5	-4	6	5.8	0.4	20.1	0.5	383	4.8
1.4	17.5	-4	6	5.9	0.4	20.9	0.45	382	4.8
1.7	17	-5	6	5.9	0.4	21.5	0.45	380	4.9
1.9	16	-5	6.1	5.9	0.4	23.9	0.5	381	4.9
2.2	15	-6	6.5	6.4	0.45	26.5	0.5	380	4.9
2.4	14.5	-7	7.5	7.3	0.45	28.5	0.5	380	4.9
2.6	14	-7	8	7.8	0.45	30.9	0.5	380	4.9
2.9	13	-7.2	8.2	8	0.5	34.5	0.6	380	4.9
3.2	13	-8	9	8.8	0.55	36.1	0.65	381	5
3.4	12.5	-8	9.8	9.5	0.65	37.5	0.65	380	5
3.5	12	-8.1	10	9.8	0.7	39.5	0.7	378	5
3.7	11.5	-10	10.5	10.2	0.75	43.5	0.8	379	5
3.9	11	-10	11	10.7	0.85	45.5	0.9	379	5



Tabel A.2. Hasil Pengambilan Data Model 2

Kapasitas Aliran (L/s)	Pressure Discharge (psi)	Pressure Suction (cmHg)	$P_1$ (psi)	$P_2$ (psi)	$h_4 - h_3$ (cm)	$h_6 - h_5$ (cm)	$h_8 - h_7$ (cm)	Voltage (V)	Arus Listrik (A)
0	22	0	0	0	0	0	0	394	4.7
0.1	20	0	0	0	0	0	1.6	394	4.8
0.3	20	0	0	0	0.1	0	3	393	4.8
0.5	20	0	0	0	0.1	0	4	388	4.7
0.8	19.5	0	2	1	0.1	0.1	5.8	384	4.9
1.1	18	0	2	2	0.1	0.1	8.6	386	4.7
1.3	17	-2	3	2	0.15	0.2	12	384	4.7
1.5	16	-3	4	3.5	0.2	0.2	18.6	382	4.7
2	14	-4	7.9	7.5	0.3	0.3	35	375	4.8
2.4	13.8	-5	8	8	0.4	0.4	39	374	4.7
2.6	13.7	-5	8.5	8.4	0.45	0.45	39.4	375	4.7
2.8	13	-6	9.1	9	0.5	0.5	43.6	378	4.8
3	12.8	-6.2	10	9.8	0.55	0.55	49	377	4.8
3.2	12.2	-7	11	11	0.6	0.6	53	377	4.8
3.5	12	-8	12	11.8	0.7	0.7	58	376	4.8
3.7	12	-8	12.2	12	0.8	0.8	60.6	374	4.8



Tabel A.3. Hasil Pengambilan Data Model 3

Kapasitas Aliran (L/s)	Pressure Discharge (psi)	Pressure Suction (cmHg)	$P_1$ (psi)	$P_2$ (psi)	$P_3 - P_4$ (cm)	$P_5 - P_6$ (cm)	$P_7 - P_8$ (cm)	Voltage (V)	Arus Listrik (A)
0	20	0	0	0	0	0	0	375	4.7
0.5	19	0	0	0	0	0	0.7	375	4.5
0.8	18	0	0	0	0.1	0.1	1.2	374	4.5
1.2	17	0	1	1	0.1	0.1	3	374	4.5
1.5	16	0	2	2	0.1	0.1	4.8	374	4.5
1.8	13	-4	3	2.5	0.2	0.2	15.4	375	4.4
2.1	12	-7	5	4.7	0.3	0.3	26.2	373	4.4
2.5	10.2	-9	8	7.7	0.4	0.4	43.4	375	4.5
2.7	10.8	-8	10	9.8	0.45	0.45	49.4	376	4.5
3	11	-7	10.7	10.5	0.5	0.5	55	375	4.5
3.2	11.7	-6.5	11.5	11.5	0.55	0.55	60.8	379	4.5





Tabel A.4. Hasil Pengambilan Data Model 4

Kapasitas Aliran (L/s)	Pressure Discharge (psi)	Pressure Suction (cmHg)	$P_1$ (psi)	$P_2$ (psi)	$P_3 - P_4$ (cm)	$P_5 - P_6$ (cm)	$P_7 - P_8$ (cm)	Voltase (V)	Arus Listrik (A)
0	22	0	0	0	0	0	0	385	4.8
0.6	20	0	0	0	0	0	0.4	385	4.7
0.9	19	0	0	0	0	0	0.6	383	4.7
1.2	18	0	1	1	0.1	2.1	0.15	383	4.7
1.5	17	0	2	2	0.15	3.9	0.2	382	4.7
1.8	16	0	2.2	2	0.2	5.9	0.3	382	4.6
2	14	-2	3	2.8	0.3	12.5	0.35	382	4.6
2.3	13	-4.5	4	3.8	0.4	20.1	0.35	381	4.6
2.6	12	-9	7	6.8	0.4	35.5	0.5	381	4.6
3	11	-10	8.5	8.2	0.5	43.5	0.65	380	4.8
3.2	11	-9.5	11	10.5	0.7	51.9	0.8	381	4.8



Tabel A.5. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses Elbow* Pada Model 1 menggunakan *Bourdon Type Manometer* Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$P_1$ (Psi)	$P_2$ (Psi)	$P_1$ (kPa)	$P_2$ (kPa)	$\Delta P$ (kPa)	$K_L$
0.0	0.00	0.0	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00
0.2	0.10	0.6	5.0	4.0	34.47	27.58	6.89	1334.15
0.4	0.20	1.1	5.5	5.0	37.92	34.47	3.45	166.77
0.6	0.31	1.7	5.7	5.3	39.30	36.54	2.76	59.30
0.9	0.46	2.6	5.9	5.7	40.68	39.30	1.38	13.18
1.1	0.56	3.1	6.0	5.8	41.37	39.99	1.38	8.82
1.4	0.71	4.0	6.0	5.9	41.37	40.68	0.69	2.72
1.7	0.87	4.8	6.0	5.9	41.37	40.68	0.69	1.85
1.9	0.97	5.4	6.1	5.9	42.06	40.68	1.38	2.96
2.2	1.12	6.3	6.5	6.4	44.82	44.13	0.69	1.10
2.4	1.22	6.8	7.5	7.3	51.71	50.33	1.38	1.85
2.6	1.32	7.4	8.0	7.8	55.16	53.78	1.38	1.58
2.9	1.48	8.2	8.2	8.0	56.54	55.16	1.38	1.27
3.2	1.63	9.1	9.0	8.8	62.05	60.67	1.38	1.04
3.4	1.73	9.7	9.8	9.5	67.57	65.50	2.07	1.38
3.5	1.78	9.9	10.0	9.8	68.95	67.57	1.38	0.87
3.7	1.88	10.5	10.5	10.2	72.39	70.33	2.07	1.17
3.9	1.99	11.1	11.0	10.7	75.84	73.77	2.07	1.05

$D = 0,0508$  m,  $T = 30^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 997$  kg/m<sup>3</sup>, dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4}$  N.s/m<sup>2</sup>



Tabel A.6. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses* Elbow 2 dan Elbow 3 Pada Model 1 menggunakan Manometer U Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$\Delta h_{elbow}$ <sub>2</sub> (cm)	$\Delta h_{elbow}$ <sub>3</sub> (cm)	$\Delta P_{elbow}$ <sub>2</sub> (kPa)	$\Delta P_{elbow}$ <sub>3</sub> (kPa)	$K_{L2}$	$K_{L3}$
0.0	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.2	0.10	0.6	0.30	0.20	0.40	0.27	77.22	51.48
0.4	0.20	1.1	0.35	0.30	0.47	0.40	22.52	19.30
0.6	0.31	1.7	0.35	0.40	0.47	0.53	10.01	11.44
0.9	0.46	2.6	0.35	0.50	0.47	0.67	4.45	6.36
1.1	0.56	3.1	0.40	0.50	0.53	0.67	3.40	4.25
1.4	0.71	4.0	0.40	0.45	0.53	0.60	2.10	2.36
1.7	0.87	4.8	0.40	0.45	0.53	0.60	1.42	1.60
1.9	0.97	5.4	0.40	0.50	0.53	0.67	1.14	1.43
2.2	1.12	6.3	0.45	0.50	0.60	0.67	0.96	1.06
2.4	1.22	6.8	0.45	0.50	0.60	0.67	0.80	0.89
2.6	1.32	7.4	0.45	0.50	0.60	0.67	0.69	0.76
2.9	1.48	8.2	0.50	0.60	0.67	0.80	0.61	0.73
3.2	1.63	9.1	0.55	0.65	0.73	0.86	0.55	0.65
3.4	1.73	9.7	0.65	0.65	0.86	0.86	0.58	0.58
3.5	1.78	9.9	0.70	0.70	0.93	0.93	0.59	0.59
3.7	1.88	10.5	0.75	0.80	1.00	1.06	0.56	0.60
3.9	1.99	11.1	0.85	0.90	1.13	1.20	0.58	0.61



Tabel A.7. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses* Test Section Pada Model 1 Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$\Delta h$ (cm)	$\Delta P$ (kPa)	$K_L$
0.0	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
0.2	0.10	0.6	18.90	25.14	4864.62
0.4	0.20	1.1	19.30	25.67	1241.89
0.6	0.31	1.7	19.50	25.94	557.67
0.9	0.46	2.6	19.70	26.20	250.40
1.1	0.56	3.1	20.10	26.74	171.02
1.4	0.71	4.0	20.90	27.80	109.78
1.7	0.87	4.8	21.50	28.60	76.59
1.9	0.97	5.4	23.90	31.79	68.16
2.2	1.12	6.3	26.50	35.25	56.37
2.4	1.22	6.8	28.50	37.91	50.94
2.6	1.32	7.4	30.90	41.10	47.06
2.9	1.48	8.2	34.50	45.89	42.23
3.2	1.63	9.1	36.10	48.02	36.30
3.4	1.73	9.7	37.50	49.88	33.40
3.5	1.78	9.9	39.50	52.54	33.20
3.7	1.88	10.5	43.50	57.86	32.71
3.9	1.99	11.1	45.50	60.52	30.80



Tabel A.8. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses* *Test Section* Pada Model 2 Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$\Delta h$ (cm)	$\Delta P$ (kPa)	$K_L$
0.0	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
0.1	0.05	0.3	1.60	2.13	1647.28
0.3	0.15	0.9	3.00	3.99	343.18
0.5	0.25	1.4	4.00	5.32	164.73
0.8	0.41	2.3	5.80	7.71	93.30
1.1	0.56	3.1	8.60	11.44	73.17
1.3	0.66	3.7	12.00	15.96	73.10
1.5	0.76	4.3	18.60	24.74	85.11
2.0	1.02	5.7	35.00	46.56	90.09
2.4	1.22	6.8	39.00	51.88	69.71
2.6	1.32	7.4	39.40	52.41	60.01
2.8	1.43	8.0	43.60	57.99	57.26
3.0	1.53	8.5	49.00	65.18	56.05
3.2	1.63	9.1	53.00	70.50	53.29
3.5	1.78	9.9	58.00	77.15	48.75
3.7	1.88	10.5	60.60	80.61	45.57



Tabel A.9. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses* *Test Section* Pada Model 3 Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$\Delta h$ (cm)	$\Delta P$ (kPa)	$K_L$
0.0	0.00	0.0	0.0	0.00	0.00
0.5	0.25	1.4	0.7	0.93	28.83
0.8	0.41	2.3	1.2	1.60	19.30
1.2	0.61	3.4	3.0	3.99	21.45
1.5	0.76	4.3	4.8	6.38	21.96
1.8	0.92	5.1	15.4	20.48	48.94
2.1	1.07	6.0	26.2	34.85	61.17
2.5	1.27	7.1	43.4	57.73	71.49
2.7	1.37	7.7	49.4	65.71	69.77
3.0	1.53	8.5	55	73.16	62.92
3.2	1.63	9.1	60.8	80.87	61.13



Tabel A.10. Hasil Pengolahan Data Pengukuran Koefisien *Losses* *Test Section* Pada Model 4 Dengan Variasi Debit ( $Q$ )

$Q$ (L/s)	$V$ (m/s)	$Re$ ( $\times 10^4$ )	$\Delta h$ (cm)	$\Delta P$ (kPa)	$K_L$
0.0	0.00	0.0	0.0	0.00	0.00
0.6	0.31	1.7	0.4	0.53	11.44
0.9	0.46	2.6	0.6	0.80	7.63
1.2	0.61	3.4	2.1	2.79	15.01
1.5	0.76	4.3	3.9	5.19	17.85
1.8	0.92	5.1	5.9	7.85	18.75
2.0	1.02	5.7	12.5	16.63	32.17
2.3	1.17	6.5	20.1	26.74	39.12
2.6	1.32	7.4	35.5	47.22	54.07
3.0	1.53	8.5	43.5	57.86	49.76
3.2	1.63	9.1	51.9	69.04	52.18



Tabel A.11. Tabel perhitungan head pompa dengan menggunakan model 1.

$Q$ (L/s)	$V_{dis}$ (m/s)	$V_{suc}$ (m/s)	$P_{dis}$ (Psi)	$P_{suc}$ (cmhg)	$P_{dis}$ (kPa)	$P_{suc}$ (kPa)	$H_{pump}$
0.0	0.00	0.00	20	0	137.90	0.00	14.22
0.2	0.04	0.10	20	-2	137.90	-122.67	14.49
0.4	0.09	0.20	19	-3	131.00	-184.00	13.92
0.6	0.13	0.30	19	-3	131.00	-184.00	13.91
0.9	0.20	0.44	18	-3.5	124.11	-214.67	13.27
1.1	0.24	0.54	17.5	-4	120.66	-245.33	12.99
1.4	0.31	0.69	17.5	-4	120.66	-245.33	12.98
1.7	0.37	0.84	17	-5	117.21	-306.67	12.76
1.9	0.42	0.94	16	-5	110.32	-306.67	12.05
2.2	0.48	1.09	15	-6	103.42	-368.00	11.48
2.4	0.53	1.18	14.5	-7	99.97	-429.33	11.26
2.6	0.57	1.28	14	-7	96.53	-429.33	10.91
2.9	0.64	1.43	13	-7.2	89.63	-441.60	10.23
3.2	0.70	1.58	13	-8	89.63	-490.67	10.33
3.4	0.75	1.68	12.5	-8	86.18	-490.67	9.97
3.5	0.77	1.73	12	-8.1	82.74	-496.80	9.63
3.7	0.81	1.82	11.5	-10	79.29	-613.33	9.54
3.9	0.85	1.92	11	-10	75.84	-613.33	9.18

$D_{dis} = 0,052$  m,  $D_{suc} = 0,0419$  m,  $T = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $\rho = 997$  kg/m<sup>3</sup>,  $g = 9,81$  m/det<sup>2</sup>, dan  $h_g = 0,2$  m





Tabel A.12. Data hasil perhitungan daya dan efisiensi pompa pada model 1

$Q$ (L/s)	$V$ (V)	$I$ (amp.)	$W_P$	$B_P$	$\eta_P$
0.0	384	4.9	0.00	2410.64	0.00
0.2	383	4.9	20.07	2404.36	0.83
0.4	383	4.9	40.66	2404.36	1.69
0.6	383	4.9	60.97	2404.36	2.54
0.9	382	4.9	92.02	2398.08	3.84
1.1	383	4.8	113.17	2355.29	4.80
1.4	382	4.8	143.98	2349.14	6.13
1.7	380	4.9	177.03	2385.53	7.42
1.9	381	4.9	193.87	2391.80	8.11
2.2	380	4.9	216.71	2385.53	9.08
2.4	380	4.9	236.24	2385.53	9.90
2.6	380	4.9	245.09	2385.53	10.27
2.9	380	4.9	270.03	2385.53	11.32
3.2	381	5	301.25	2440.62	12.34
3.4	380	5	319.98	2434.21	13.15
3.5	378	5	329.81	2421.40	13.62
3.7	379	5	352.83	2427.80	14.53
3.9	379	5	363.73	2427.80	14.98



---

## **BIODATA PENULIS**



Immanuel Dimas Surya Putra lahir pada tanggal 6 April 1994 di Kota Bandung, Jawa Barat. Penulis menempuh pendidikan formal tingkat dasar di SD GIKI Bandung, SMPN 1 Bandung, SMAN 2 Bandung. Pada tahun 2012, Penulis melanjutkan pendidikan S1 Teknik Mesin di Fakultas Teknologi Industri (FTI) Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Sejak kecil penulis selalu berusaha menyibukkan diri dengan aktivitas di luar sekolah. Penulis sempat bergabung dengan Palang Merah Remaja (PMR) SMPN 1 Bandung, Remaja GKI Bandung, beberapa ekstrakurikuler di SMAN 2 Bandung yakni multimedia, IT, serta persekutuan kristen di sekolah. beberapa kali penulis ikut andil dalam kompetisi baik akademik maupun non akademik. Penulis meraih medali perak dari kejuaraan pencak silat SMP Kota Bandung, dan ikut andil dalam Olimpiade Sains Nasional pelajaran TIK (Teknologi Informasi dan Komunikasi).

Penulis aktif di berbagai organisasi, dan sempat menduduki jabatan ketua Remaja GKI Bandung, Kepala Divisi Event Mesin Music Club (MMC), serta Koordinator Presenter GKI Manyar Surabaya. Selama kuliah, penulis juga bergabung dengan keluarga asisten Laboratorium Mekanika Fluida, serta berperan aktif dalam kegiatan Indonesia Energy Marathon Challenge (IEMC) 2013 dan Mechanical City 2013-2015.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*